

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra aplikované mechaniky

Pevnostní ověření krytu střechy železničního vozu

Strength Verification of the Railway Vehicle Roof
cover

Student: Bc. Jan Slovák

Vedoucí práce: Ing. Tomáš Brzobohatý, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra aplikované mechaniky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Slovík**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika
Téma: **Pevnostní ověření krytu střechy železničního vozu**
Strength Verification of the Railway Vehicle Roof Cover
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je pevnostní ověření krytu střechy osobního patrového železničního vozu. Kryt je řešen jako hliníkový svařenec z protlačovaných profilů a plechů. Slouží k vyplnění mezery mezi bloky střešní výzbroje a koncem vozu. Kryt je přišroubován ke střeše hrubé stavby vozu, která je rovněž hliníková. Kryt je zatížen jednak od setrvačných sil při případném nárazu vozidla (zpomalení při nárazu definováno normou EN 12663) a dále tlakem vzduchu při vjezdu vozidla do tunelu. Pevnostní ověření se bude týkat jak samotného krytu, tak šroubového spoje s hrubou stavbou vozu.

Diplomová práce bude obsahovat:

1. Pevnostní ověření krytu střechy a šroubových spojů při zatížení setrvačnými silami.
2. Pevnostní ověření krytu střechy a šroubových při zatížení tlakovými silami.
3. V případě negativního výsledku pevnostního ověření návrh konstrukčních úprav, které by vedly k pozitivnímu výsledku. V případě pozitivního výsledku pevnostního ověření návrh konstrukčních úprav, které by vedly ke zjednodušení konstrukce nebo úspoře hmotnosti.

Seznam doporučené odborné literatury:

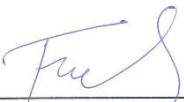
- [1] DROZDA, Jiří. Příručka ANSYS Workbench. 1. vyd. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2012. ISBN 978-80-01-05175-7.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [3] BITTNAR, Zdeněk a Jiří ŠEJNOHA. Numerické metody mechaniky. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1992. ISBN 80-01-00855-X.
- [4] ZIENKIEWICZ, O a Robert L. TAYLOR. The finite element method for solid and structural mechanics. 6th ed. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Brzobohatý, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018


Ing. Martin Fusek, Ph.D.
vedoucí katedry

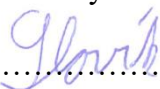



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 14. května 2018

.....


podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo,
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 14. května 2018

..........

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Jan Slovák

Adresa trvalého pobytu autora práce: Dubová 769, 747 27 Kobeřice

Anotace diplomové práce

SLOVÍK, J. *Pevnostní ověření krytu střechy železničního vozu*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2018, 54 stran. Vedoucí práce: Brzobohatý, T.

Diplomová práce se zabývá pevnostním ověřením a rozměrovou optimalizací krytu železničního vozu. V první části jsou popsány jednotlivé části krytu. V další části se diplomová práce zabývá tvorbou geometrického a konečnoprvkového modelu. V této diplomové části jsou vytvořeny dva modely. První model je vytvořen z prostorových prvků a druhý model je složen hlavně z prvků rovinných. V další části jsou popsány materiálové vlastnosti a okrajové podmínky. V poslední části diplomové práce jsou porovnány výsledky těchto dvou modelů a vyhodnocení výsledků optimalizace.

Annotation of Master Thesis

SLOVÍK, J. *Strength Verification of the Railway Vehicle Roof cover*: Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 2018, 54 pages. Head of Thesis: Brzobohatý, T.

The thesis deals strength verification and dimensional optimization of the railway vehicel roof cover. The first part of the thesis subscribes a parts of the roof cover. The next part of the thesis focuses on the creating geometrical and finite element model. In this thesis were created two models. The first one is builded from solid elements and the second one is builded mainly from a shell elements. In the last chapter of the thesis is a comparison of the results between this two models and a evaluation of a optimization results.

Obsah

Seznam obrázků	7
Seznam tabulek	9
Seznam použitého značení	10
1. Úvod	11
2. Vytvoření a úpravy geometrických modelů	16
3. Tvorba konečno-prvkových sítí	21
4. Materiálové vlastnosti	25
5. Okrajové podmínky	26
5.1. Předpětí šroubu	26
5.2. Zatížení setrvačnými silami	26
5.3. Zatížení tlakovými silami	28
5.4. Uchycení krytu	28
5.5. Symetrie	29
5.6. Kontakty	29
6. Srovnání výsledků	32
7. Optimalizace	42
8. Rozměrová optimalizace	43
9. Závěr	51
Použitá literatua	54

Seznam obrázků

Obrázek 1 Lokomotiva Emil Zátpek	11
Obrázek 2 Schéma soupravy Nim Express	13
Obrázek 3 Umístění krytu vozu	13
Obrázek 4 Popis krytu vozu	15
Obrázek 5 Geometrie dvířek	17
Obrázek 6 Umístění svarů	18
Obrázek 7 Rozložení napětí a posunutí	19
Obrázek 8 Geometrie střechy	20
Obrázek 9 Místa provedení úprav	20
Obrázek 10 Konečnoprvkové modely	21
Obrázek 11 Shell 281	22
Obrázek 12 Solid 186	23
Obrázek 13 Solid 187	23
Obrázek 14 Souřadný systém	27
Obrázek 15 Působíště tlakových sil	28
Obrázek 16 Vetknutí	29
Obrázek 17 Uchycení krytu	30
Obrázek 18 Místa umístění svarů	31
Obrázek 19 Kontakt mezi dvířky a profily	31
Obrázek 20 Srovnání posunutí	34
Obrázek 21 Místa maximálních napětí	35
Obrázek 22 Napětí v místě 1	36
Obrázek 23 Napětí v místě 2	37
Obrázek 24 Napětí v místě 3	38
Obrázek 25 Napětí v místě 4	38
Obrázek 26 Napětí v místě 5	39
Obrázek 27 Napětí v místě 6	40
Obrázek 28 Typy optimalizace	42
Obrázek 29 Rozměry hliníkových profilů	43
Obrázek 30 Celkové posunutí – tlakové účinky	44
Obrázek 31 Napětí v místě 1 - optimalizace	46
Obrázek 32 Napětí v místě 2 - optimalizace	46
Obrázek 33 Napětí v místě 3 - optimalizace	47

Obrázek 34 Napětí v místě 4 – optimalizace	47
Obrázek 35 Napětí v místě 5 - optimalizace	48
Obrázek 36 Napětí v místě 6 - optimalizace	48

Seznam tabulek

Tabulka 1 Parametry vozu	13
Tabulka 2 Popis schématu	14
Tabulka 3 Srovnání vlastností dvířek	17
Tabulka 4 Srovnání modelů	21
Tabulka 5 Materiálové vlastnosti	25
Tabulka 6 Kombinace setrvačných účinků.	27
Tabulka 7 Srovnání celkového posunutí	33
Tabulka 8 Srovnání napětí	41
Tabulka 9 Porovnání posunutí	45
Tabulka 10 Srovnání výsledků optimalizace	49

Seznam použitého značení

D_0	vnitřní průměr podložky	[mm]
C	člen, upravující hodnotu zrychlení v ose z	[mm]
F_0	předepínací síla	[N]
M_U	utahovací moment	[N · m]
P_h	stoupání závitu	[mm]
R	mez pružnosti nebo 0,2 % mez kluzu	[MPa]
S_1	bezpečnostní součinitel pro mez pevnosti nebo mez kluzu	[–]
U	využití	[–]
a, b, c, d	tloušťka hliníkových profilů profilů	[mm]
d_2	střední průměr šroubu a matice	[mm]
d_s	třecí průměr pod maticí	[mm]
f_m	součinitel tření mezi maticí a podložkou	[–]
f_z	součinitel tření pro materiál závitu šroubu	[–]
g	gravitační zrychlení	[m · s ⁻²]
s	rozměr pro klíč	[mm]
t	tloušťka přední a zadní čelnice	[mm]
x, y, z	osy souřadnicového systému	[–]
β	úhel profilu závitu	[°]
γ	úhel stoupání závitů	[°]
φ'	úhel tření v závitové drážce	[°]
π	Ludolfovo číslo (3,14)	[–]
σ_C	vypočítané napětí	[MPa]

1. Úvod

Zadavatelem této diplomové práce je firma Škoda Vagonka a.s., která je součástí koncernu Škoda Transportation a. s. Škoda Transportation se zabývá vozidly městské hromadné dopravy, mezi které patří tramvaje, elektrické autobusy, metra a trolejbusy. Dále se zabývá stavbou železničních vozidel, jako jsou jednopodlažní nebo dvoupodlažní elektrické jednotky, elektrické lokomotivy, dvoupodlažní soupravy push-pull a osobní vozy. [11]

Tato diplomová práce se zabývá krytem dvoupodlažní soupravy push-pull jezdící v Německu. Kryt bude posuzován z hlediska zatížení setrvačnými silami, které jsou dány normou EN 12663.1 a dále zatížením tlakovými silami. Obsahem této diplomové práce je tvorba dvou rozdílných geometrických a konečnoprvkových modelů a jejich vzájemné porovnání z hlediska posunutí a napětí. Diplomová práce se dále bude zabývat optimalizací krytu za účelem snížení hmotnosti.

Portfolio železniční dopravy

Elektrické lokomotivy můžeme rozdělit do dvou skupin, a to na lokomotivy rychlíkové a univerzální. Tyto dva typy lokomotiv se liší v maximální rychlosti, hmotnosti, trvalém výkonu a rozchodu kol. Základní parametry lokomotivy, která je součástí push-pull soupravy jezdící v Německu jsou: délka 18 000 mm, šířka 3 080 mm, hmotnost 88 t, maximální rychlost 200 km/h, rozjezdová tažná síla 275 kN a trvalá tažná síla 220 kN. [11]



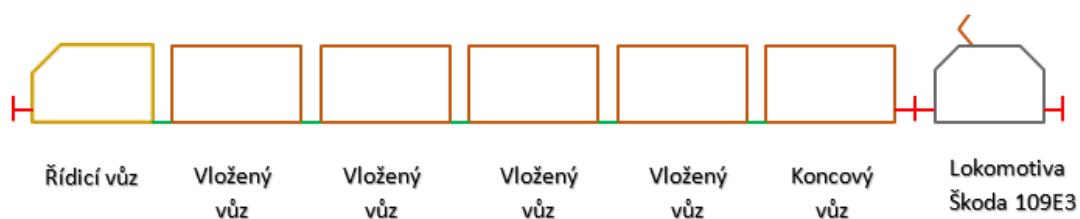
Obrázek 1 Lokomotiva Emil Zátopek [11]

Škoda Transportation se dále zaměřuje na výrobu jednopodlažních elektrických jednotek. Ty se mohou skládat ze dvou až sedmi vozů. Na koncích jednotky se vždy řadí dva hlavové vozy a mezi nimi vozy vložené. Každý vůz je nesen dvěma samostatnými podvozky. Jednopodlažní elektrické jednotky jsou konstruovány pro rozchod kolejí 1 435 mm a 1 520 mm. Do této kategorie spadá elektrická jednotka Interpanter a elektrická jednotka Regiopanter. Soupravy Interpanter jsou určeny pro mezinárodní a dálkovou dopravu. Vyrábí se ve třívozovém a pětivozovém provedení. Soupravy Regiopanter jsou určeny především pro regionální tratě a jsou vyráběny ve dvouvozovém nebo třívozovém provedení. [11]

Další kategorií výroby jsou dvoupodlažní jednotky. Mohou se skládat ze dvou až šesti vozů a jsou konstruovány pro rozchod kolejí 1 435 mm a 1 520 mm. Mezi dvoupodlažní elektrické jednotky lze zařadit: elektrické jednotky řady 471 Cityelefant, elektrické jednotky řady 575 Litva, elektrické jednotky řady 671 Slovensko a elektrické jednotky řady 675 Ukrajina. Cityelefant je určen pro příměstskou dopravu v České republice a jsou vyráběny jako třívozové. Dvoupodlažní jednotky dodávané na Slovensko, Litvu a Ukrajinu jsou konstrukčně stejné. Jednotky dodávané do Litvy a na Ukrajinu jsou konstruovány pro širší rozchod kolejí 1 520 mm. Dvoupodlažní jednotka pro Litvu je určena pro příměstský provoz a je realizována ve dvou a třívozovém provedení. Dvoupodlažní jednotky pro Ukrajinu jsou určeny pro mezinárodní dopravu a jsou dodávány v šestivozovém provedení. Slovenská vlaková souprava je navržena pro příměstskou dopravu a je dodávána jako třívozová. Soupravy push-pull jsou netrakční vozy tažené nebo tlačené lokomotivou. Za lokomotivou lze tímto způsobem připojit až sedm vozů. Push-pull soupravy jsou vyráběny pro rozchod kolejnic 1 520 mm a 1 435 mm. Souprava konstruována pro Německo se nazývá NIM Express a skládá se z řídicího vozu, čtyř vozů vložených, koncového vozu a nejmodernější elektrické lokomotivy řady Emil Zátopek. Souprava je konstruována pro maximální rychlost 200 km/h, avšak maximální provozní rychlost je 189 km/h. Základní parametry vloženého vozu můžeme vidět v tabulce č. 1. [11]

Délka / šířka / výška vozu	26 400 mm / 2 800 mm / 4 630 mm
Rozchod kolejnic	1 435 mm
Rozvor podvozku	2 400 mm
Maximální rychlost	189 km/h
Průměr kol [nová / ojetá]	920 mm / 840 mm
Počet sedadel	102
Výška nástupní hrany	760 mm
Vlastní hmotnost vozu	52,5 t

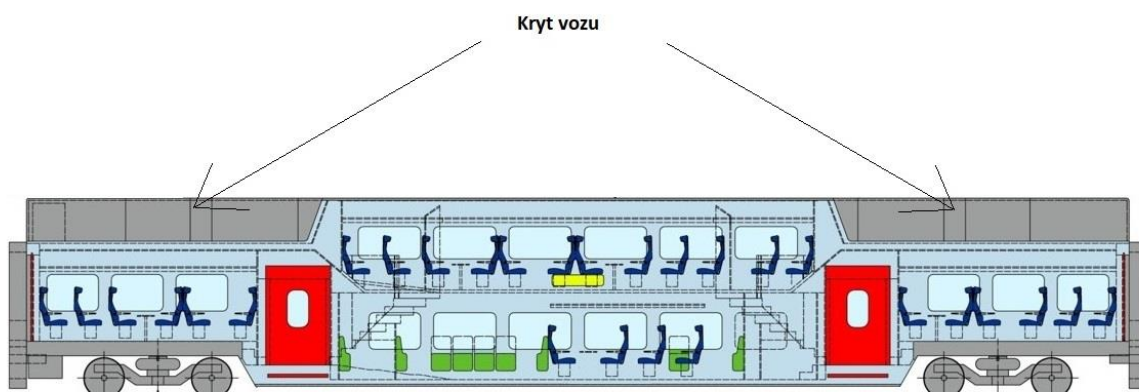
Tabulka 1 Parametry vozu



Obrázek 2 Schéma soupravy Nim Express

Popis krytu

Objektem zájmu je kryt vloženého vozu NIM Express, který bude jezdit na trati mezi Norimberkem a Mnichovem v Německu. Základními rozměry vozu jsou délka 26 400 mm, šířka 2 800 mm a výška 4 630 mm. Celková hmotnost vozu je 52,5 t.



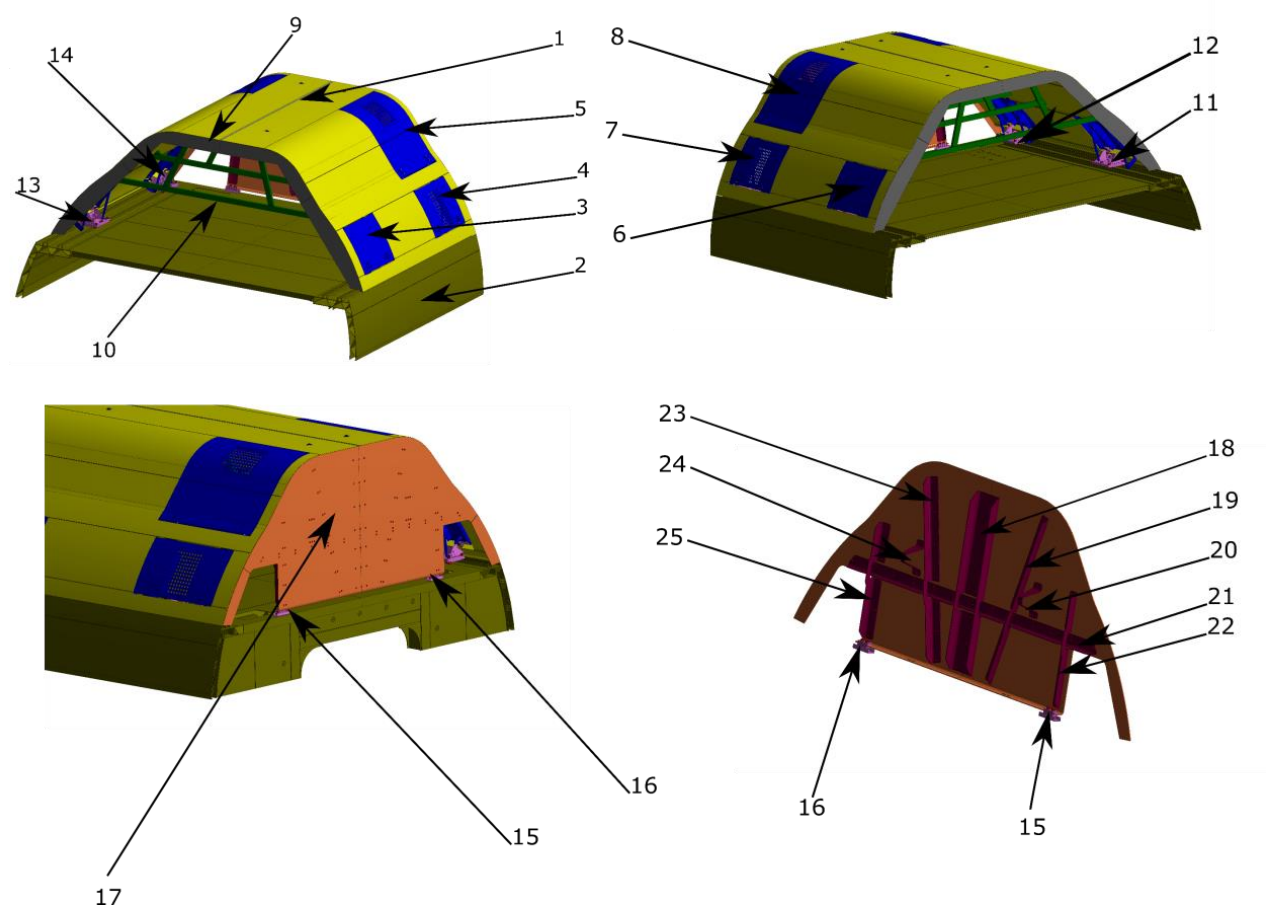
Obrázek 3 Umístění krytu vozu

Kryt je vyroben jako svařenec z protlačovaných profilů a plechů. Celková hmotnost krytu uváděna na výrobním výkrese je 273,2 kg. Tato hmotnost nezahrnuje hmotnost

střechy. Vzhledem k velkému množství části krytu a lepší orientaci v modelu je kryt rozdělen do 25 základních částí.

Pozice	Název součásti	Hmotnost [kg]
1	Hliníkové profily	150,6
2	Střecha	-
3	Dvířka č. 1	4,9
4	Dvířka č. 2	4,6
5	Dvířka č. 3	18,2
6	Dvířka č. 4	4,8
7	Dvířka č. 5	4,6
8	Dvířka č. 6	18,2
9	Čelnice přední	17,9
10	Jekly	11
11	Úchyt 1	1,7
12	Úchyt 2	1,7
13	Úchyt 3	1,7
14	Úchyt 4	1,7
15	Zadní úchyt 1	0,2
16	Zadní úchyt 2	0,2
17	Čelnice zadní	4,1
18	Vzpěra 1	2,1
19	Vzpěra 2	0,8
20	Vzpěra 3	0,2
21	Vzpěra 4	1,8
22	Vzpěra 5	0,5
23	Vzpěra 6	0,8
24	Vzpěra 7	0,2
25	Vzpěra 8	0,5

Tabulka 2 Popis schématu



Obrázek 4 Popis krytu vozu

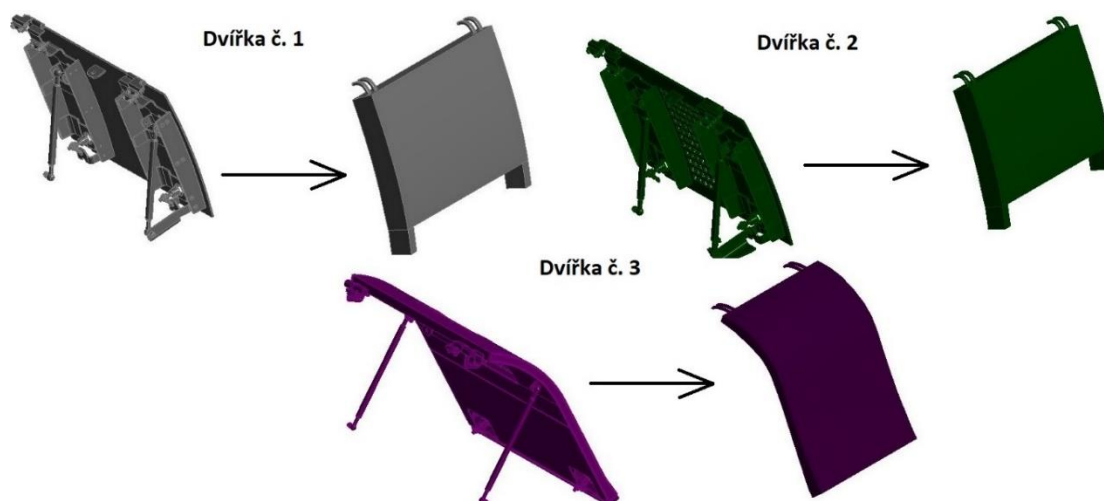
2. Vytvoření a úpravy geometrických modelů

Firmou Škoda Transportation byl dodán geometrický objemový CAD model, který byl vytvořen v softwaru Catia a následně převeden do formátu step. V prvním kroku bylo potřeba model zbavit nepotřebných částí, které by ztěžovaly tvorbu sítě, a které nemají vliv na kvalitu výsledků. Celkem byly vytvořeny dva geometrické modely. První model je téměř totožný s geometrickým modelem, dodaným firmou Škoda Transportation. Tento geometrický model tvoří pouze polovina geometrie z důvodu redukce počtu stupňů volnosti. Při tvorbě druhého geometrického modelu již bylo zapotřebí větších úprav na modelu, jenž byl dodán firmou. Při tvorbě druhého geometrického modelu byla velká část geometrie modelována pomocí střednic. Tento typ modelování, kdy je prostorový objekt modelován pouze jako střednice, vede k výraznému snížení počtů stupňů volnosti. Objem mají pouze šroubová spojení (šrouby, matice a podložky). Při tvorbě již není použita rovina symetrie, díky tomu lze na modelu simulovat také zatížení, které je také součástí normy a působí kolmo na rovinu symetrie.

Při tvorbě modelů jsou použity tyto úpravy:

Geometrie dvířek

Geometrie dvířek je ve výpočtovém modelu zjednodušena kvůli své komplikované geometrii. Vzhledem k tomu, že dvířka nemají vliv na pevnost krytu, jsou tyto dvířka nahrazena jednoduššími tělesy. Dvířka jsou v modelu zahrnuta z důvodu, aby nebyla zanedbaná jejich hmotnost. Geometrie je tvořena tak, aby se blížila skutečnému tvaru dvířek, čímž je dosaženo blízké shody mezi těžištěm reálných dvířek a dvířek nahrazených. Zjednodušená geometrie jednotlivých dvířek je zobrazená na obrázku 5. Na obrázku vlevo je zobrazená neupravená geometrie a na pravé straně je geometrie po úpravě. Cílem tohoto nahrazení je zvolit takovou hustotu dvířek, aby se hmotnost nahrazených dvířek rovnala hmotnosti, kterou mají dvířka ve skutečnosti. Dalším cílem je nahradit tvar dvířek tak, aby těžiště upravených dvířek bylo co nejblíže těžišti dvířek skutečných.



Obrázek 5 Geometrie dvířek

V tabulce číslo tři jsou srovnány vlastnosti jednotlivých dvířek. Hmotnost dvířek je odečtena z výrobního výkresu. Z tabulky je patrné, že hustota nahrazených dvířek je vždy zvolena tak, aby porovnávaná hmotnost byla totožná. V tabulce je dále vidět, že místo těžiště se také výrazně blíží. Maximální rozdíl je jen 20 mm.

	Hustota $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Hmotnost [kg]	Poloha těžiště x [mm]	Poloha těžiště y [mm]	Poloha těžiště z [mm]
Dvířka č. 1	-	4,87	-500	1 120	3 926
Dvířka č. 1 Upravená geometrie	419,16	4,87	-502	1 100	3 927
Dvířka č. 2	-	4,58	-2 169	1 118	3 927
Dvířka č. 2 Upravená geometrie	394,24	4,58	-2 166	1 100	3 927
Dvířka č. 3	-	18,2	-2 172	669	4 412
Dvířka č. 3 Upravená geometrie	1026,5	18,2	-2 165	672	4 416

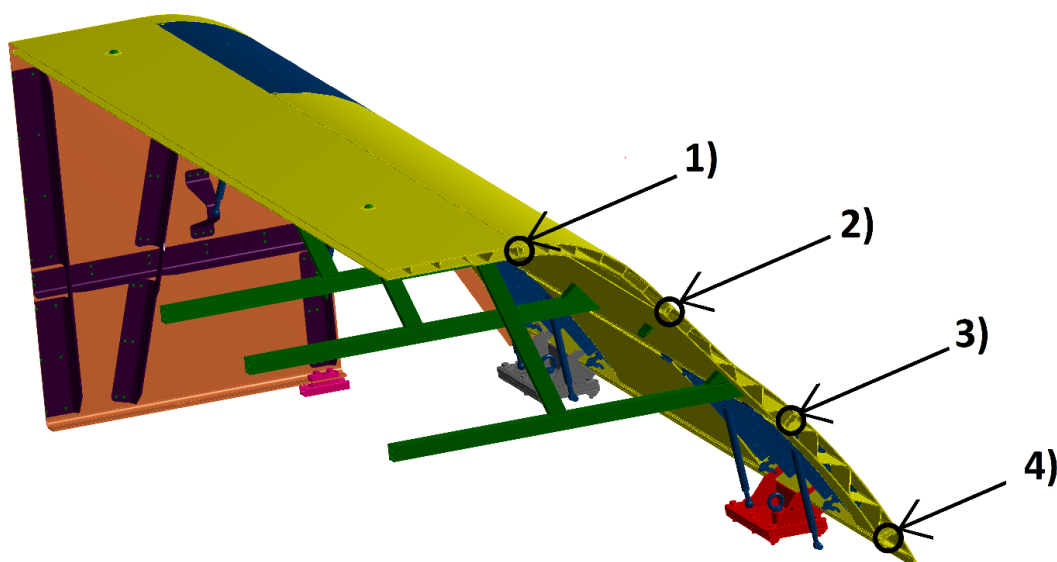
Tabulka 3 Srovnání vlastností dvířek

Nýtové spoje

Zadní vzpěry jsou ke krytu připevněny pomocí nýtových spojů. Výpočet nýtových spojů není součástí této diplomové práce. Samotné nýty tedy nejsou v modelu zahrnuty a díry, které slouží k umístění nýtů jsou zaslepeny. Zaslepením děr nedojde ke ztrátě hmotnosti jednotlivých nýtů, dochází pouze ke změně geometrie. Okolí nýtových spojů lze předpokládat jako vrub, tudíž okolo těchto spojů může docházet ke změnám napětí. Napětí v těchto místech bude vyšší. Nýtové spoje jsou modelovány pomocí bonded kontaktu, který neumožňuje prokluz.

Svary hliníkových profilů

Kryt vozu je tvořen pěti hliníkovými profily, které jsou k sobě svařeny. Umístění svarů je zobrazeno na obrázku 6.

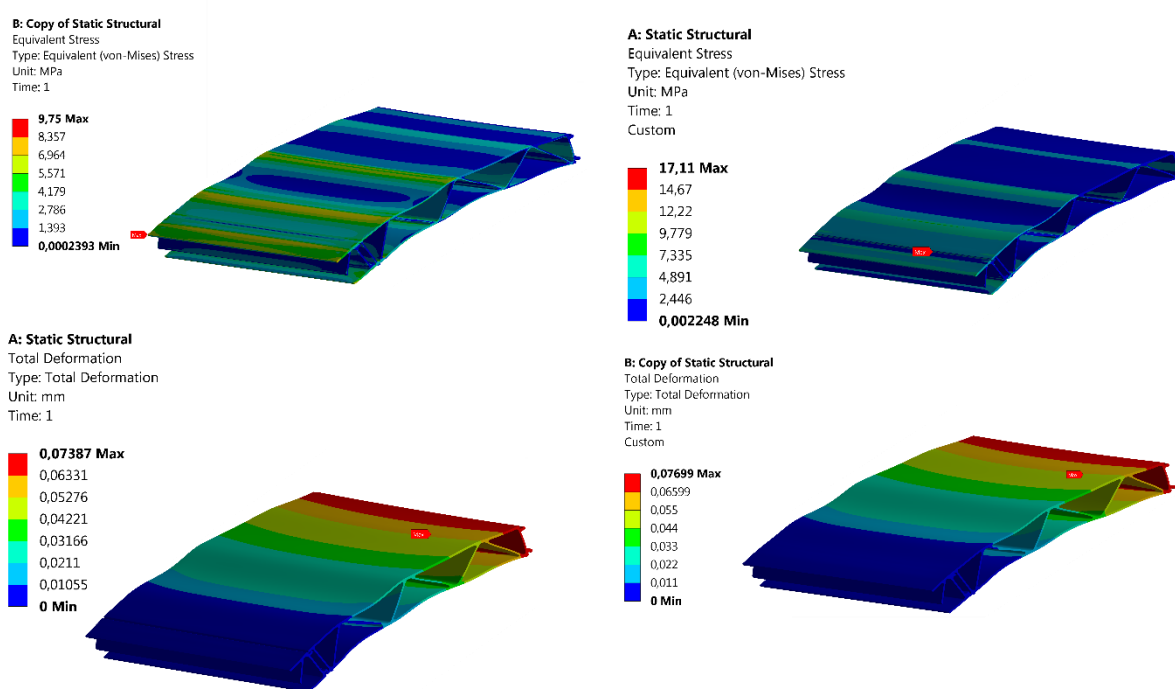


Obrázek 6 Umístění svarů

Svary lze modelovat dvěma způsoby. Prvním způsobem je vytvořit svarové spojení pomocí bonded kontaktu. Výhodou tohoto modelování svarů je jednoduchost, protože v místě, kde se nachází svar, se pouze definují kontaktní plochy a nemusí se jednotlivé svary modelovat. Druhým typem, jak modelovat svarové spojení, je vytvoření geometrie svaru. Nevýhodou tohoto provedení je, že se každý svar musí vymodelovat. Tyto dva typy modelování svarových spojení byly porovnány na části geometrie krytu. Přičemž na jednom konci části krytu je předepsáno vetknutí a volný konec je zatěžován silou. Na obrázku níže lze vidět vykreslené napětí podle hypotézy HMH a celkové posunutí. Na obrázku vpravo je zobrazeno svarové spojení s použitím kontaktů a na obrázku vlevo je vidět svarové spojení,

kde byl svar vymodelován. Z porovnání těchto dvou typů modelování svarového spojení vyplývá, že modelování nemá velký vliv na tuhost konstrukce. Rozdíl v celkovém posunutí mezi modely je 0,0031 mm, což jsou 4 %. Na druhou stranu rozdíl mezi napětími je podstatně větší nejen ve velikosti, ale také v poloze maxima. Při modelování pomocí kontaktu leží maximum ve svaru. Zatímco v druhém typu je maximální napětí ve vetknutí a rozdíl je 43 %. Z důvodu lepšího rozložení napětí bude ve výpočtovém modelu u těchto typů svarů použit typ modelování, kde je použita geometrie svaru. Další výhodou tohoto typu modelování je nezanedbání hmotnosti, kterou tyto svary mají.

V případě druhého modelu, jsou tyto svary úplně zanedbány. Geometrii hliníkových modelů tvoří plochy, které jsou tvořeny jako jeden celek.

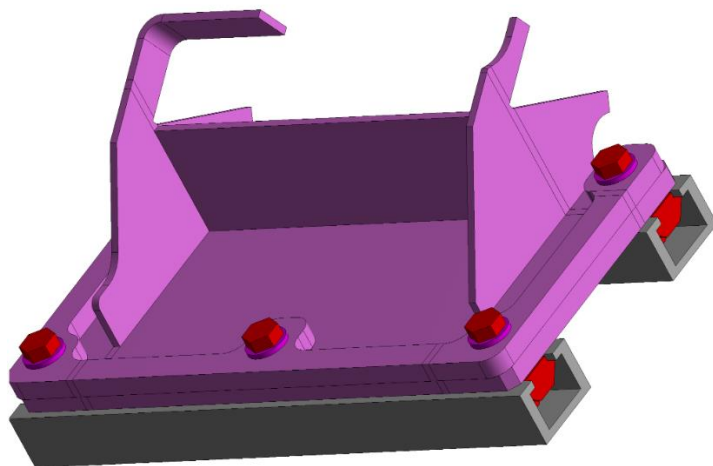


Obrázek 7 Rozložení napětí a posunutí

Střecha vozu

Jelikož analýza střechy není předmětem této diplomové práce, pro tvorbu geometrie střechy byla vybrána pouze ta část, ve které dochází ke kontaktu s geometrií samotného krytu. Střecha je v modelu zahrnuta pouze z důvodu, aby mohla být simulována šroubová spojení. Další vlastností vyplývající z tohoto zjednodušení je, že deformace střechy není součástí výpočtu a střecha se bere jako vetknutá, přičemž vetknutí je aplikováno na dolní část střechy. Střecha je spojena s krytem pomocí šroubových spojů v místě úchyťů.

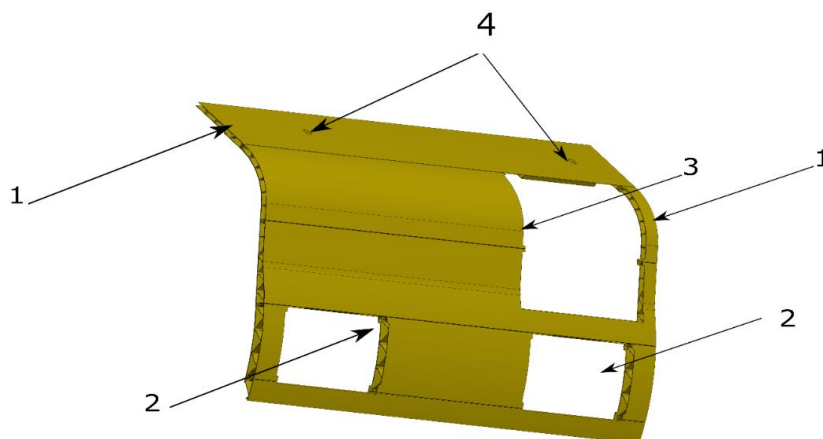
Geometrii střechy lze vidět na obrázku 8, přičemž střecha má barvu šedou a úchyt barvu růžovou. V případě modelu, který tvoří střednice, jsou úchyty a část střechy modelována jako střednice.



Obrázek 8 Geometrie střechy

Úpravy hliníkových profilů

Na obrázku 9 jsou zobrazeny části hliníkových profilů, kde došlo k úpravě geometrie. V místě jedna, tedy na začátku a na konci hliníkových profilů, je provedena úprava geometrie tak, aby profily měly konstantní průřez po celé své délce a bylo možné vytvořit co nejlepší síť. V místě dva a tři došlo k odstranění rádiusů a zaoblení, které by mohly způsobit problémy při síťování. V místě čtyři se nachází střešní vložky. Namísto střešních vložek došlo k zaslepení děr, kde se střešní vložky nachází. Hliníkové profily byly dále rozděleny na 66 jednodušších geometrických těles z důvodu snazší tvorby sítě.



Obrázek 9 Místa provedení úprav

3. Tvorba konečno-prvkových sítí

Jak již bylo zmíněno, byly vytvořeny celkem dva modely. Modely jsou zobrazeny na obrázku níže. Jednotlivé modely se liší typem použitých prvků a svou velikostí. Model a) tvoří pouze solid prvky a je použita pouze polovina geometrie. Nevýhodou tohoto modelu je vysoký počet uzlů, elementů a také stupňů volnosti. Se zvyšujícím se počtem stupňů volnosti roste také výpočetní čas a nároky na výpočetní systém. Model b) je kombinací elementů typu solid a shell. Přičemž solid elementy jsou použity pouze na modelování šroubových spojů. Použití shell elementů výrazně zmenšilo počet stupňů volnosti, což vede k nižšímu výpočetnímu času. Při modelování není použita symetrie, což dovoluje zadat okrajové podmínky, které nesplňují podmínky symetrie.



Obrázek 10 Konečnoprvkové modely

	Počet elementů	Počet uzlů	Počet stupňů volnosti
Model a)	7 370 452	35 259 160	105 770 480
Model b)	530 685	1 614 333	7 664 925

Tabulka 4 Srovnání modelů

Při tvorbě sítě modelu a) byl důraz kladen na to, aby síť byla tvořena z maximálního počtu Hexa elementů. Síť byla vytvořena v Programu Ansys-Mechanical. Při tvorbě sítě byla použita primárně funkce sweep. Funkce sweep lze použít pouze pro typ těles, která mají tvar počáteční plochy shodnou s plochou cílovou. Tato metoda funguje na principu, že síť je nejprve vytvořena na ploše, která je označena jako počáteční a tato plošná síť je dále vysunuta až k cílové ploše. Počet vysunutí a také délka hrany elementu je zadána uživatelem a musí se volit tak, aby nevznikly velké rozdíly mezi hranami elementů. Z důvodu využití sweep metody musela být geometrie rozdělena na jednodušší části tak, aby tělesa měla

počáteční plochu totožnou s cílovou. Například při tvorbě sítě na hliníkových profilech krytu byly těleso rozděleno na dalších 66 těles. Při síťování hliníkových profilů byla použita funkce sweep na 60 tělesech. Na zbylých 6 tělesech byla použita funkce hexdominant, která upřednostňuje tvorbu hexelementů. Dále při tvorbě sítě byl důraz kladen na to, aby každé těleso bylo vysíťováno minimálně třemi elementy po tloušťce. Jelikož je síť tvořena elementy s mezi-uzly, nachází po tloušťce vždy minimálně sedm uzlů, což vede k přesnému výsledku, co se týče posunutí a napětí.

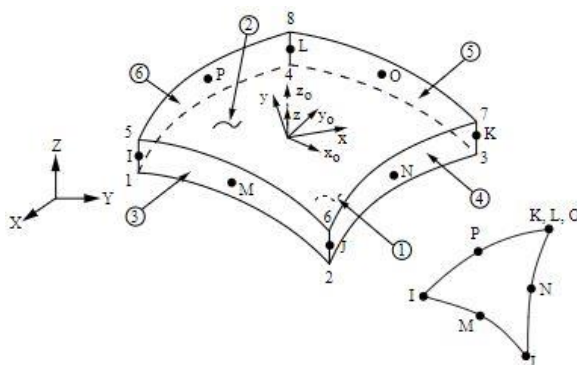
Při tvorbě sítě na dalších částech sestavy bylo využito podobných úprav geometrie tak, aby vznikl maximální počet těles, na které jde sweep metoda aplikovat. Jemnější síť je použita v místech, kde dochází ke kontaktu mezi tělesy.

Při tvorbě sítě na modelu b) byla většina těles vysíťovaná pomocí shell prvků. Použitím shell prvků i přesto, že se jedná o kompletní geometrii, se počet stupňů volnosti zredukoval přibližně čtrnáctkrát. Nevýhodou modelu a) je vysoký počet neznámých tedy stupňů volnosti. Ovšem s využitím moderních výpočetních metod a využitím HPC (High Performance Computing) a využitím vysoce paralelních technik, které program Ansys umožňuje, lze i tuto soustavu vyřešit v krátkém čase.

Popis elementů, které byly použity při tvorbě sítě

Shell 281

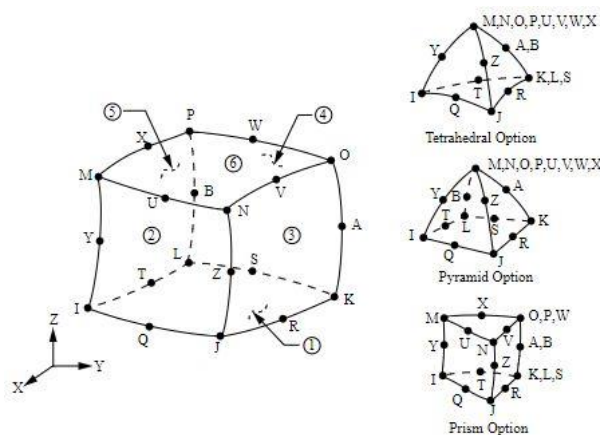
Shell 281 je vhodný pro analýzu od tenkých až po středně silné skořepinové struktury. Element tvoří osm uzlů s šesti stupni volnosti v každém uzlu. V každém uzlu jsou neznámé veličiny posuvy ve směru os x , y , z a rotace okolo těchto os. Shell 281 lze použít pro aplikace, jako jsou malé deformace, velké rotace a velké deformace. [7]



Obrázek 11 Shell 281 [7]

Solid 186

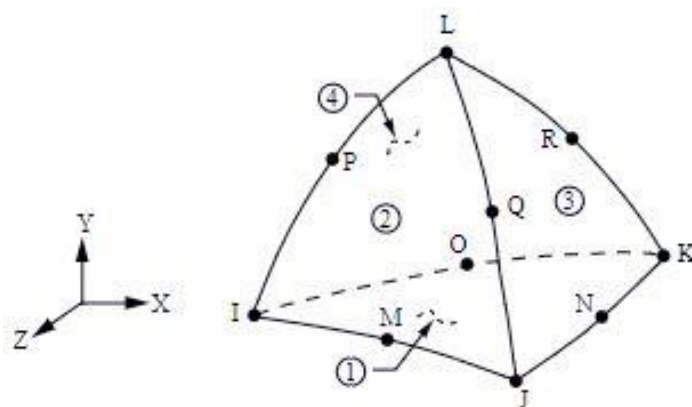
Element typu Solid 186 se hodí k modelování nepravidelných sítí. Element může mít jakoukoliv prostorovou orientaci. Element je definovaný 20 uzly, přičemž každý uzel má tři stupně volnosti. Posuv ve směru osy x, y, z. Element podporuje plasticitu, hyperplasticitu, creep a velké deformace. [7]



Obrázek 12 Solid 186 [7]

Solid 187

Element typu Solid 187 je definován 10 uzly, mající 3 stupně volnosti v každém uzlu. Posuv ve směru x, y, z. Element se hodí k tvorbě nepravidelných sítí. Element podporuje plasticitu, hyperplasticitu, creep a velké deformace. [7]



Obrázek 13 Solid 187 [7]

Conta 174 a Targe 170

Conta 174 se používá k modelování kontaktu mezi 3-D cílovou plochou a deformovatelnou plochou definovanou tímto elementem. Conta 174 může být použito pro oba typy kontaktu. Párově založený kontakt a obecný kontakt. V případě párově založeného

kontaktu, 3-D cílový element typu Targe 170, definuje cílovou plochu. Ke kontaktu dochází, když plocha elementu Conta 174 proniká cílovou plochu definovanou elementem Targe 170. [7]

Prets 179

Prets 179 se používá pro definování 2-D nebo 3-D předpětí v konečnoprvkové struktuře. Předpětí lze definovat na jakýkoliv prvek (solid prvek, nosníkový prvek, skořepinový prvek, trubkový prvek, tyčový prvek). Element má pouze jeden stupeň volnosti, který je definován směrem předpětí. [7]

4. Materiálové vlastnosti

Kryt vozu je vyroben převážně z hliníkových slitin. Materiály, ze kterých jsou vyrobeny šrouby, matice a podložky jsou z vysokopevnostní oceli. Tyto materiály se vyznačují svou vysokou mezí kluzu a vyšším Youngovým modulem, než je tomu u hliníkových slitin. Nevýhodou oproti hliníkovým slitinám je jejich hmotnost. V tabulce níže jsou popsány vlastnosti, název a místo využití konkrétního materiálu. Materiálové vlastnosti byly převzaty ze stránek výrobce hliníkových profilů. [8], [9]

Umístění	Název materiálu	Hustota [$\frac{kg}{m^3}$]	Mez kluzu [MPa]	Youngův modul [GPa]	Poissonovo číslo
Hliníkové profily, střecha	EN AW-6005A-T6	2700	230	69	0,33
Úchyt desky	EN AW - 6082-T651	2700	255	69	0.33
Žebra úchytů, čelnice	EN AW - 5454-H24	2700	230	69	0.33
Jekly	EN AW-6060 T6	2700	170	68	0,33
Šrouby M10x40 8.8 ISO 4017	Ocel – třídy pevnosti 8.8.	7850	640	210	0,3
Matice	EN 1.0570	7850	355	210	0,3
Podložky NL10sp	EN 1.7182	7850	640	210	0,3

Tabulka 5 Materiálové vlastnosti

5. Okrajové podmínky

5.1. Předpětí šroubu

Kryt vozu je připevněn ke střeše pomocí 24 šroubových spojení. Firmou Škoda Transportation byl zadán utahovací moment, kterým jsou tyto šrouby utahovány. Abychom mohli předpětí aplikovat i v konečnoprvkovém modelu, je nutné zjistit utahovací sílu. Pro výpočet utahovací síly byly využity rovnice (1) až (5) z literatury [1]. Součinitel tření pro materiál závitu šroubu $f_z = 0,15$, součinitel tření mezi maticí a podložkou $f_m = 0,18$, vnitřní průměr podložky $D_0 = 10,7 \text{ mm}$. Tyto tři hodnoty byly použity ze stránek výrobce podložek Nord Lock [12]. Další rozměry pro šroub M10x40 byly nalezeny ve strojnických tabulkách [1].

$$\varphi' = \arctan\left(\frac{f_z}{\cos\frac{\beta}{2}}\right) = \arctan\left(\frac{0,15}{\cos\frac{60}{2}}\right) = 9,829^\circ \quad (1)$$

$$\gamma = \arctan\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctan\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 9,026}\right) = 2,02^\circ \quad (2)$$

$$d_s = \frac{s+D_0}{2} = \frac{17+10,7}{2} = 13,85 \text{ mm} \quad (3)$$

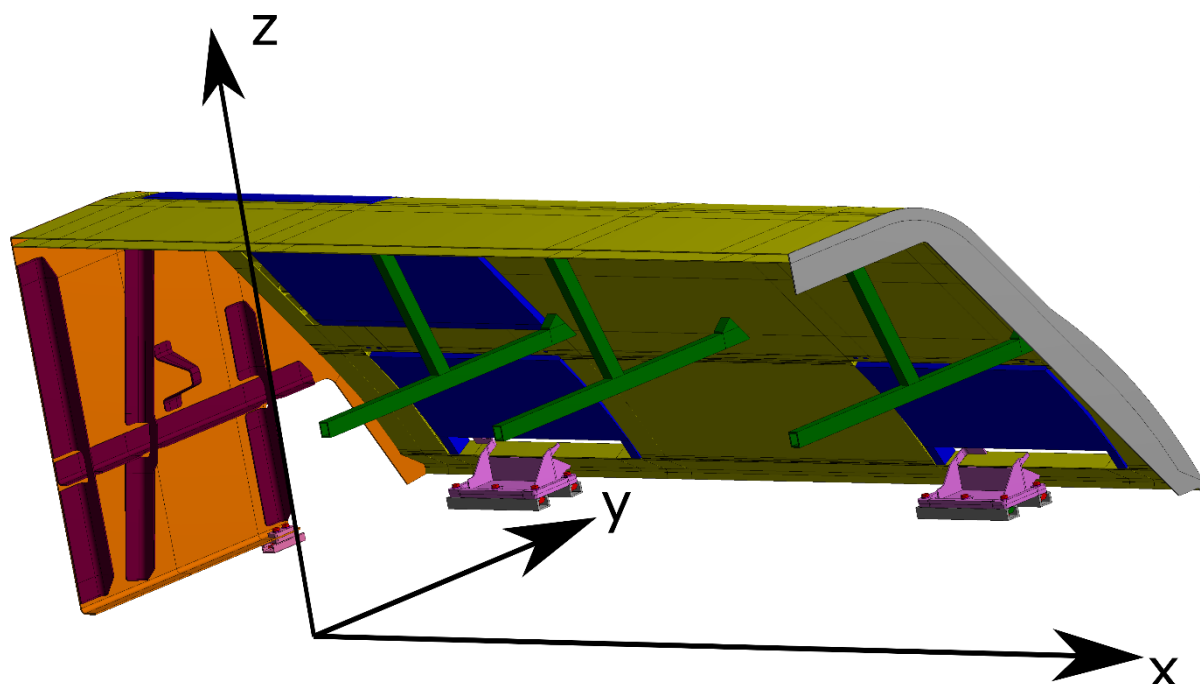
$$M_U = F_O \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan\gamma + \varphi' + \frac{f_m \cdot d_s}{2} \quad (4)$$

$$F_O = \frac{M_U}{\frac{d_2}{2} \cdot \tan\gamma + \varphi' + \frac{f_m \cdot d_s}{2}} = \frac{37\,700}{\frac{9,026}{2} \cdot \tan(2,02+9,829) + \frac{0,18 \cdot 13,35}{2}} = 17\,548,4 \text{ N} \quad (5)$$

Výsledná předepínací síla dle výpočtu vyšla 17 548 N. Pro výpočet byla tato síla zaokrouhlena na hodnotu 18 000 N. Předpětí lze v Ansysu zadat na kruhovou plochu, hranu, úsečkové těleso nebo tělesa. Jelikož jsou v modelu vymodelovaná celá šroubová spojení, je předpětí aplikováno na kruhovou plochu dříku šroubu.

5.2. Zatížení setrvačnými silami

Zatížení setrvačnými silami je dáno normou EN 12663. V normě jsou stanoveny hodnoty zrychlení, kterými musí být části vozu zatěžovány. Hodnoty jsou zadány v jednotlivých směrech x, y, z. Tyto směry jsou také zadané normou. Souřadný systém je zobrazen na obrázku 14.



Obrázek 14 Souřadný systém

V normě jsou zadány kombinace jednotlivých zatížení, které musí kryt vydržet. Jednotlivé kombinace zatížení jsou popsány v tabulce č. 6. Hodnota tíhového zrychlení g je stanovena na hodnotu $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$. Hodnota c je závislá na poloze vozu v dané soupravě. V tomto případě je hodnota $C = 2$. Hodnota je zadána také firmou Škoda Transportation. Dle normy je tato hodnota maximální, jaké lze dosáhnout. V normě se tato hodnota pohybuje v rozmezí od 0,5 do 2.

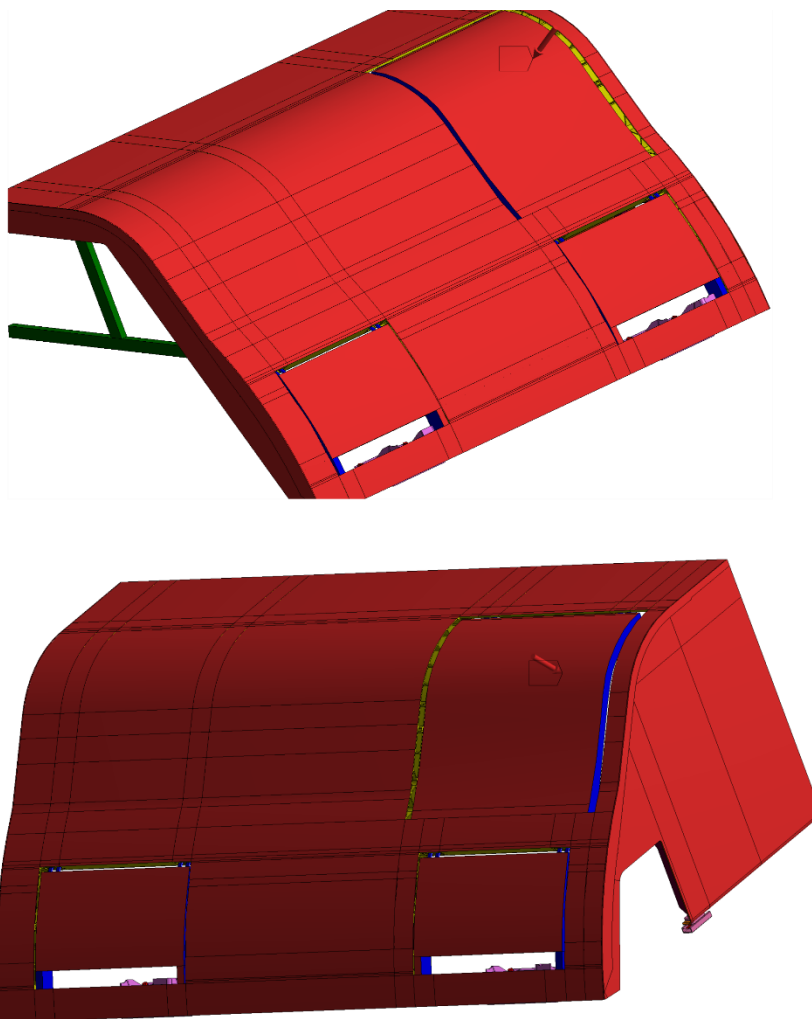
Typ zatěžování	Zatížení ve směru x	Zatížení ve směru y	Zatížení ve směru z
1	$+3 \cdot g$	0	$-1 \cdot g$
2	0	$+1 \cdot g$	$-1 \cdot g$
3	$-3 \cdot g$	0	$-1 \cdot g$
4	0	$-1 \cdot g$	$-1 \cdot g$
5	0	0	$-(1 + C) \cdot g$
6	0	0	$-(1 - C) \cdot g$

Tabulka 6 Kombinace setrvačných účinků.

Vzhledem k tomu, že typy zatěžování 2 a 4 nejsou symetrické, je nutné v tomto případě použít pouze model b).

5.3. Zatížení tlakovými silami

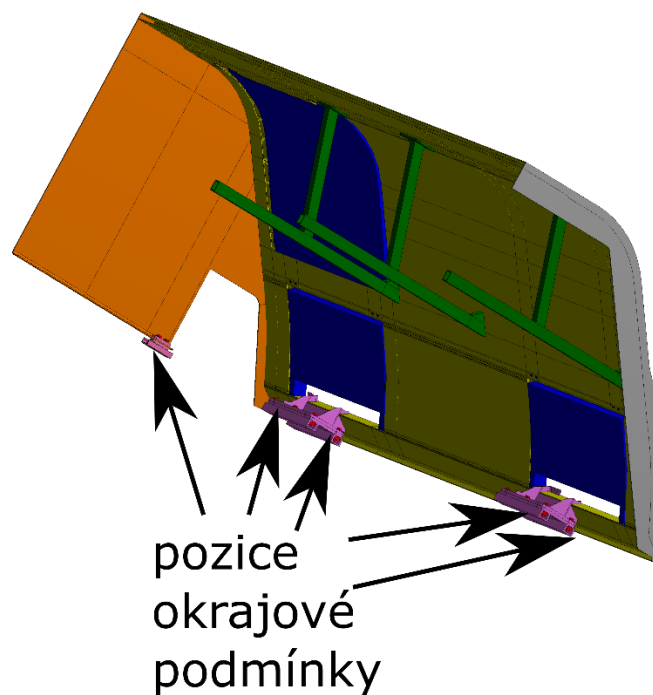
Zatížení tlakovými silami je zadáno firmou Škoda Transportation. Vozidlo musí odolávat tlakovým rázům. Hodnota tlakových rázů je $\pm 1\,900\text{ Pa}$. Tlak působí na celou vnější plochu vozu včetně dvířek, čelnic a hliníkových profilů. Plochy, na které tlak působí jsou zobrazeny červeně na obr. 15.



Obrázek 15 Působíště tlakových sil

5.4. Uchycení krytu

Kryt je uchycen v místě střechy. Okrajová podmínka nulového posunutí ve směrech x , y , z je přiřazenu uzlům ležícím v dolní části geometrie, jenž představuje střechu. V případě modelu b) je těmto uzlům také zamezeno rotacím okolo os x , y a z . Pozici okrajové podmínky lze vidět na obrázku 16.



Obrázek 16 Vetknutí

5.5. Symetrie

V případě modelu a) tedy modelu, kde jsou použity pouze elementy typu solid, je všem uzlům ležícím v rovině symetrie, což je rovina XZ, zamezeno posuvu ve směru osy y. Rovina symetrie je zobrazena na obrázku 14.

5.6. Kontakty

V této kapitole budou shrnuty místa, kde dochází ke kontaktu mezi jednotlivými částmi krytu.

Nahrazení nýtových spojů

Jak již bylo zmíněno, vzpěry jsou k zadní čelnici přinýtovány. Vzhledem k tomu, že se tato práce nezabývá pevnostní kontrolou nýtových spojů, jsou nýtové spoje v obou modelech nahrazeny kontaktem mezi zadní čelnicí a vzpěrami.

Kontakt hliníkových profilů s čelnicemi

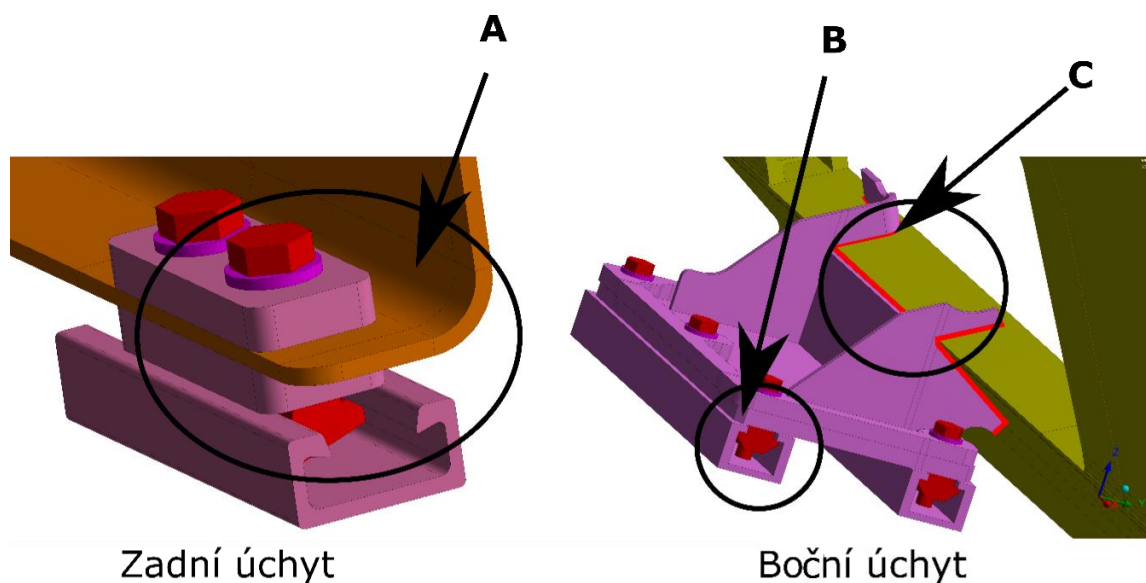
Zadní čelnice, stejně tak jako přednice čelní, je spojena spolu s hliníkovými profily pomocí svarů. V modelu a) i v modelu b) je toto svarové spojení nahrazeno bonded kontaktem.

Uchycení krytu vozu

Hliníkové profily jsou k části střechy přichyceny pomocí čtyř bočních úchytů a dvou zadních úchytů. Uchycení je zobrazeno na obrázku níže.

V místě A je vytvořeno celkem sedm bonded kontaktních spojení pro každý šroubový spoj. Kontakty jsou zadány mezi šroub a podložku, podložku a horní desku, horní desku a zadní část, zadní část a dolní desku, dolní desku a C-drážku, C-drážku a matici, šroub a matici. Šroubová spojení jsou simulována pomocí kontaktu bonded. Výhodou je jednoduchost a menší časová náročnost. Chceme-li však získat přesnější výsledky, je lepší při modelování použít jiné kontaktní typy, které uvažují například s vlivem tření.

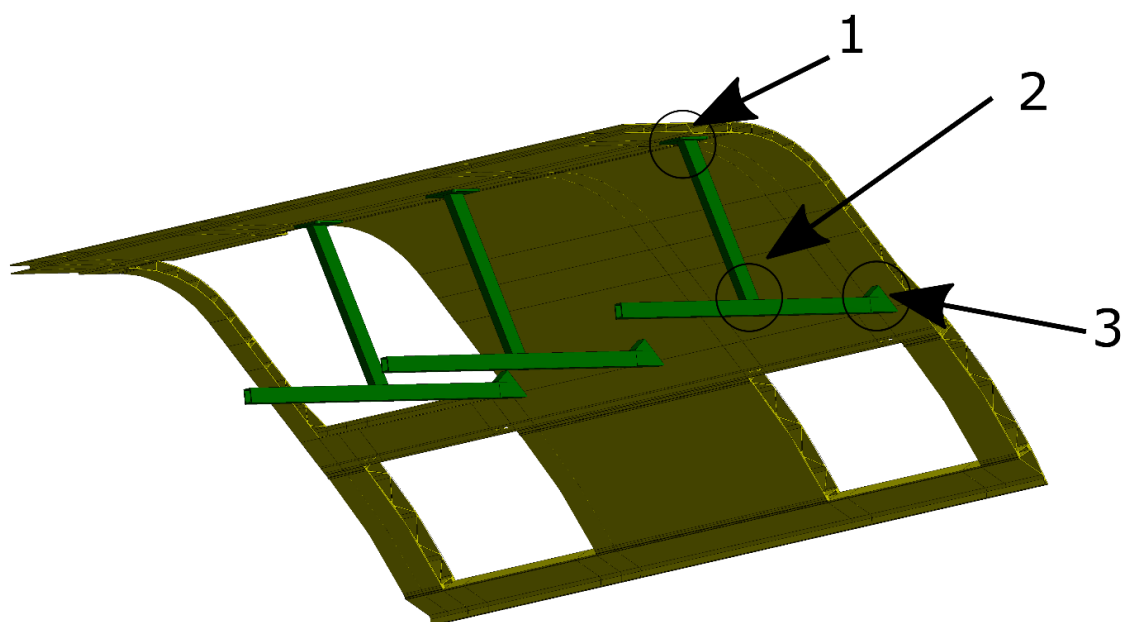
Spojení pomocí bočních úchytů je složitější. Samotný úchyt je k části střechy přišroubován viz oblast B na obrázku 17. Každý úchyt je spojen se střechou pomocí pěti šroubů. Při realizaci šroubových spojení jsou použity podobné kontaktní páry jako na zadním úchytu. Dále je úchyt ke střechě přivařen (oblast C). Svarové spoje jsou simulovány pomocí bonded kontaktu. Místa, kde se kontakt nachází jsou zobrazena červeně.



Obrázek 17 Uchycení krytu

Kontakty mezi jekly a hliníkovými profily

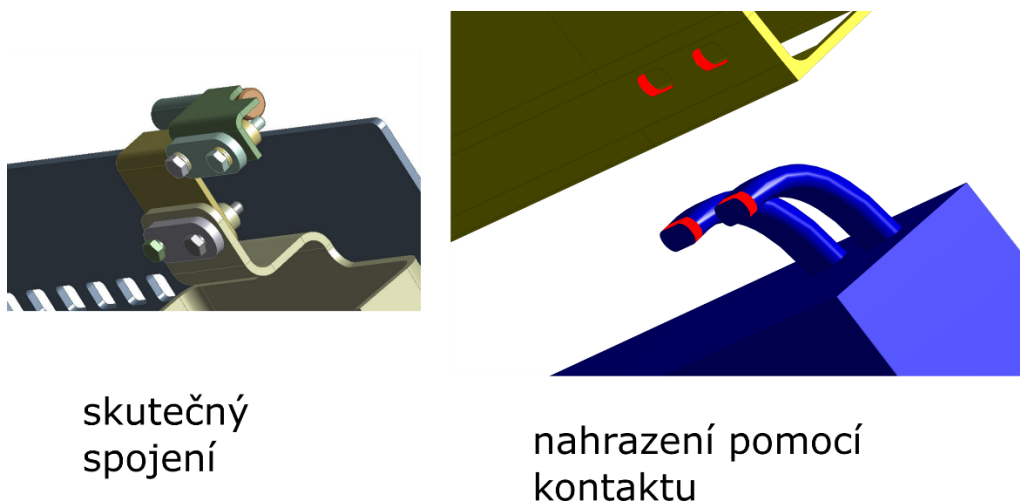
Jekly jsou mezi sebou vzájemně svařeny. Jekly jsou také přivařeny k hliníkovým profilům. Tyto svarové spoje jsou nahrazeny bonded kontaktem. Kontaktní místa jsou zobrazena na obrázku 18.



Obrázek 18 Místa umístění svarů

Kontakt mezi dvířky a hliníkovými profily

Na skutečné součásti je spojení realizováno pomocí šroubových spojů a pantů. Jelikož se tato diplomová práce nezabývá pevnostní analýzou těchto pantů ani šroubů, je toto spojení nahrazeno bonded kontaktem. Kontaktní plochy jsou zobrazeny na obrázku níže. Kde jsou tělesa od sebe oddělena pro názornější vykreslení kontaktních ploch.



Obrázek 19 Kontakt mezi dvířky a profily

6. Srovnání výsledků

V této kapitole budou porovnány výsledky na obou dvou konečnoprvkových modelech. Vzhledem k počtu elementů v modelu a) je tento výpočet nastaven pouze jako jeden krok, kdy v jednom kroku dojde k zatížení soustavy předpětím ve šroubech a setrvačnými silami nebo tlakem. V modelu b) je analýza nastavena dvěma způsoby. V prvním případě je výpočet rozdělen na dva kroky. V prvním kroku je soustava zatížena pouze předpětím ve šroubech. Setrvačné síly, případně tlakové síly jsou v prvním kroku rovny nule. Ve druhém kroku se předpětí tzv. uzamkne a setrvačné síly nebo tlakové síly začnou působit. Toto druhé spojení více odpovídá skutečnosti, protože předpětí ve šroubech se může měnit v závislosti na zatěžujících účincích. V druhém případě je model b) nastaven stejně jako model a), tedy výpočet je nastaven pouze jako jeden krok.

Dle normy EN 12663 pro druhy statických zatížení musí mít využití nanejvýš hodnotu 1, jak udává rovnice (6). Součinitel bezpečnosti $S_1 = 1,15$ pro případ, kdy se návrh ověřuje pouze výpočtem.

$$U = \frac{\sigma_c \cdot S_1}{R} \leq 1 \quad (6)$$

U Využití

S_1 Bezpečnostní součinitel pro mez pružnosti nebo mez kluzu

R Mez pružnosti nebo 0,2 % smluvní mez kluzu materiálu

σ_c Vypočítané napětí

Celkové posunutí

V tabulce níže lze vidět rozdíly v celkovém posunutí mezi modelem a), tedy modelem, který se skládá pouze z objemových prvků a modelem b), který je kombinací rovinných a objemových prvků. V tabulce jsou srovnány všechny typy zatížení kromě zatížení typu 2 a 4. Tyto dva typy zatěžování nemohou být aplikovány na model a), protože zatěžování je definováno také ve směru osy y, které je kolmé na osu symetrie. Z tabulky vyplývá, že rozdělení na dva kroky nemá vliv na výsledky celkového posunutí. Relativní rozdíl se pohybuje pouze v setinách procent.

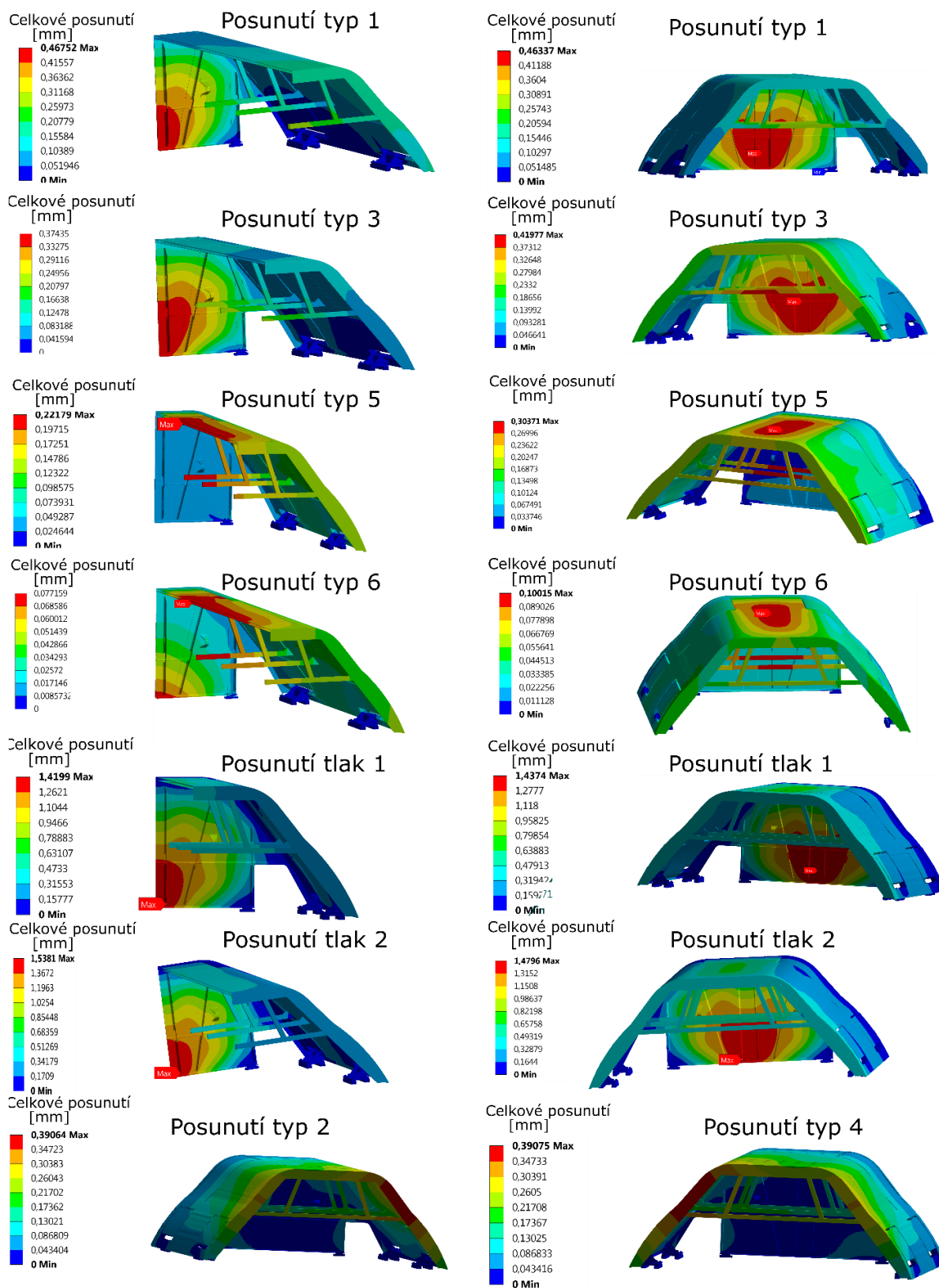
V tabulce lze vidět, že největší procentuální rozdíl je v případě zatěžujících účinků 5 a 6. V tomto případě je dominantní posunutí v ose z, vertikální ose. Největší posunutí vzniká

vlivem tlakového zatížení, kdy na plochy, které jsou uvedeny na obrázku 15 působí tlak o hodnotě 1 900 Pa. Tlak působí směrem od středu krytu.

Typ zatěžování	Maximální hodnota posunutí model a) [mm]	Maximální hodnota posunutí model b) 1. případ [mm]	Maximální hodnota posunutí model b) 2. případ [mm]	Relativní rozdíl mezi modelem a) a modelem b) 1. případ [%]	Relativní rozdíl mezi modelem a) a modelem b) 2. případ [%]
Typ 1	0,46752	0,46337	0,46329	0,9	0,91
Typ 2		0,39064	0,39067		
Typ 3	0,37435	0,41977	0,41975	10,82	10,82
Typ 4		0,39075	0,39078		
Typ 5	0,22179	0,30371	0,30371	26,97	26,97
Typ 6	0,07716	0,10015	0,100156	22,96	22,96
Tlak 1	1,4199	1,4374	1,4376	1,22	1,23
Tlak 2	1,5341	1,4796	1,4797	3,68	3,68

Tabulka 7 Srovnání celkového posunutí

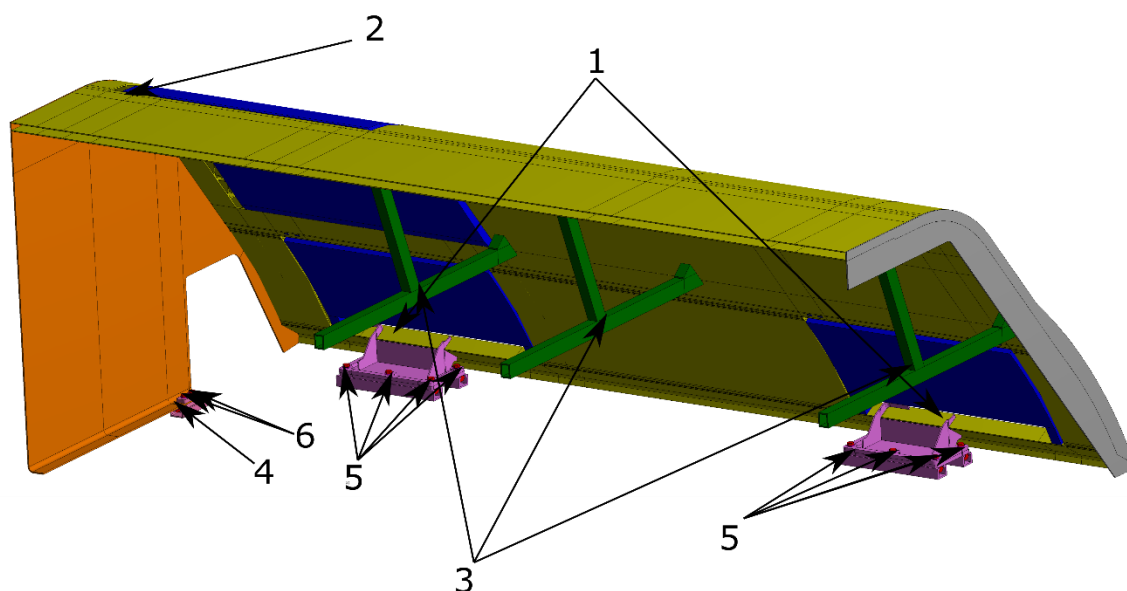
Na obrázku níže lze vidět posunutí pro jednotlivé typy zatěžování. Z obrázku je patrné, že polohy, kde se nachází hodnoty maximálního posunutí jsou totožné pro model a) i pro model b). Jelikož jsou výsledky pro oba dva případy nastavení analýzy téměř totožné, jsou na obrázku zobrazeny výsledky v případě modelu b), pro případ, kdy je výpočet nastaven na dva kroky.



Obrázek 20 Srovnání posunutí

Srovnání napětí

V této kapitole budou rozebrány maximální hodnoty napětí na šesti místech, ve kterých dochází k maximálním hodnotám. Všechna napětí jsou spočtena podle hypotézy HMM. Místa výskytu maximálních napětí jsou zobrazena na obrázku níže. Napětí jsou porovnány na modelu a) a na modelu b), kdy je analýza rozdělena na dva kroky.



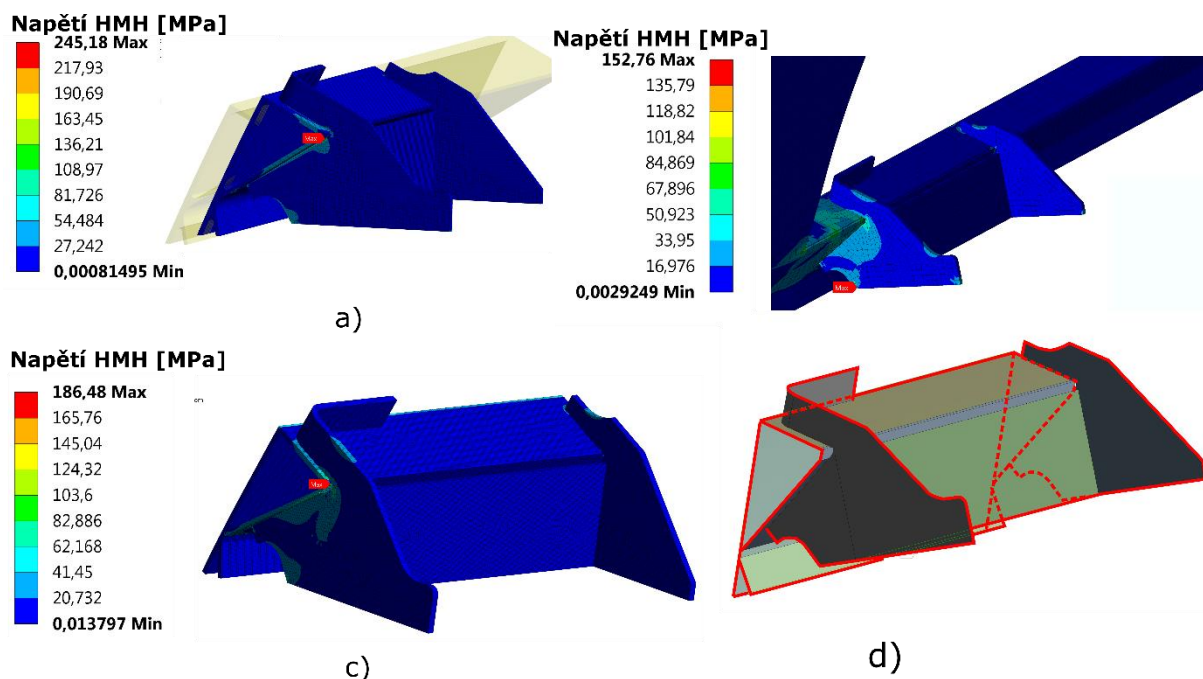
Obrázek 21 Místa maximálních napětí

Napětí v místě 1

V místě 1 na obrázku 20 dochází k maximální hodnotě napětí u zatěžování typu tlakem 2, kdy tlak působí směrem od středu krytu vozu. Napětí vzniká v místě, kde jsou součásti svařeny. Svarové spojení je modelováno pomocí bonded kontaktu.

Na obrázku níže je zobrazeno napětí podle hypotézy HMM. Napětí je zobrazeno na třech typech modelu. Model a) je model, kde jsou použity pouze prostorové elementy. Zde dochází k maximální hodnotě napětí 245 MPa pouze na jednom elementu. Maximální dovolená hodnota napětí je 200 MPa. Dovolená hodnota napětí je překročena pouze na jednom elementu a důvodem tohoto vysokého napětí je vznik bodového kontaktu, který se reálně nevyskytuje. Model b) je vytvořen z převážné části pomocí rovinných prvků. Maximální napětí dosahuje 136 MPa. Napětí se nachází na jiném místě, než v případě modelu a). Model c) je vytvořen pomocí submodelování, kdy je část vyjmuta ze sestavy a daná část je podrobena nové pevnostní kontrole. Při submodelování se aplikují nové okrajové podmínky, a to na hranice, které jsou zobrazeny na obrázku d) níže. Na danou hranici se interpolují posuvy a v případě rovinných elementů také rotace jakožto výsledky

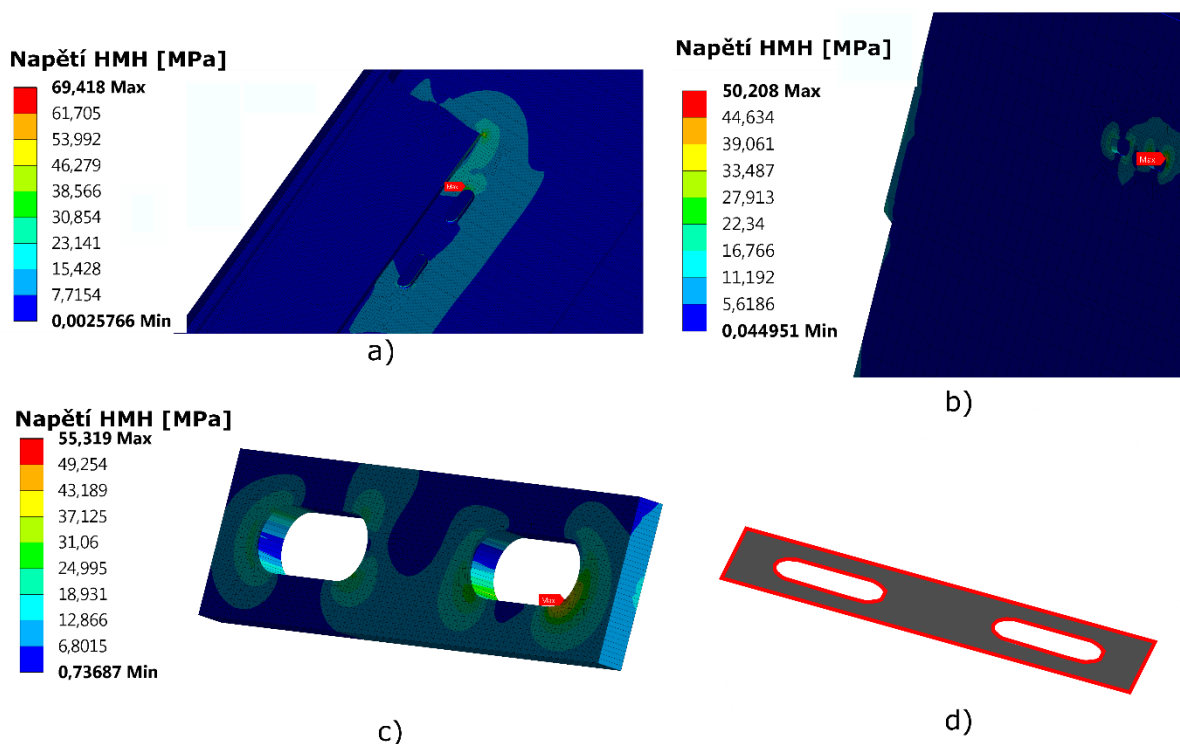
z předchozí analýzy. Na součásti je vytvořena nová jemnější síť. V tomto případě je použito čtyřikrát menší velikosti elementu než v případě modelu b). Počet prvků submodelu je 56 639 a počet uzlů 171 342. Na tomto modelu se nachází maximální napětí 186,5 MPa v místě kontaktu bočního úchyty z hliníkovými profily. Vysoké napětí je způsobeno vlivem bodového kontaktu mezi úchytem a hliníkovými profily. Maximální napětí vzniká pouze na jednom elementu.



Obrázek 22 Napětí v místě 1

Napětí v místě 2

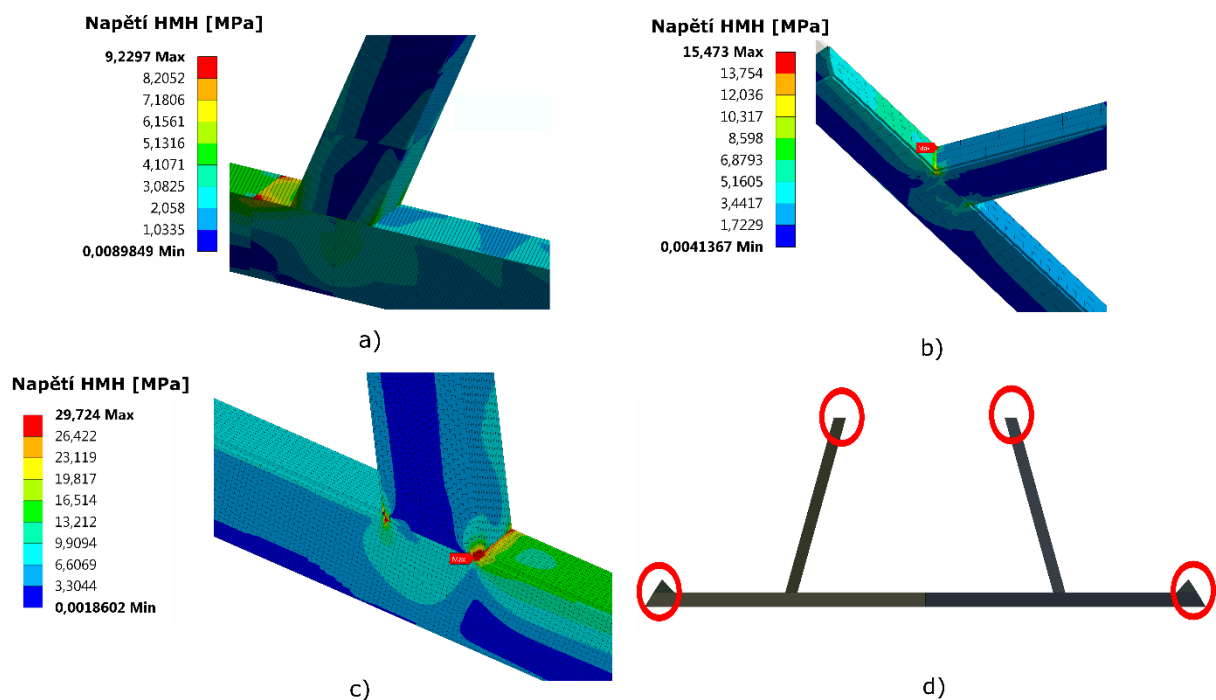
V místě dva dochází ke kontaktu mezi horními dvířky a hliníkovými profily. K maximálním hodnotám dochází působením tlakových sil, kdy tlak působí směrem ke středu krytu. V případě modelu a) je maximální hodnota napětí rovna 69,418 MPa. Napětí na modelu b) je 50,208 MPa. V případě modelu c) je velikost elementu dvakrát menší a hranice, na které jsou aplikovány posuvy a rotace jsou zobrazeny na obrázku d) níže. Maximální hodnota napětí je 55,31 MPa. Dovolená hodnota napětí je 200 MPa a tato hodnota není překročena.



Obrázek 23 Napětí v místě 2

Napětí v místě 3

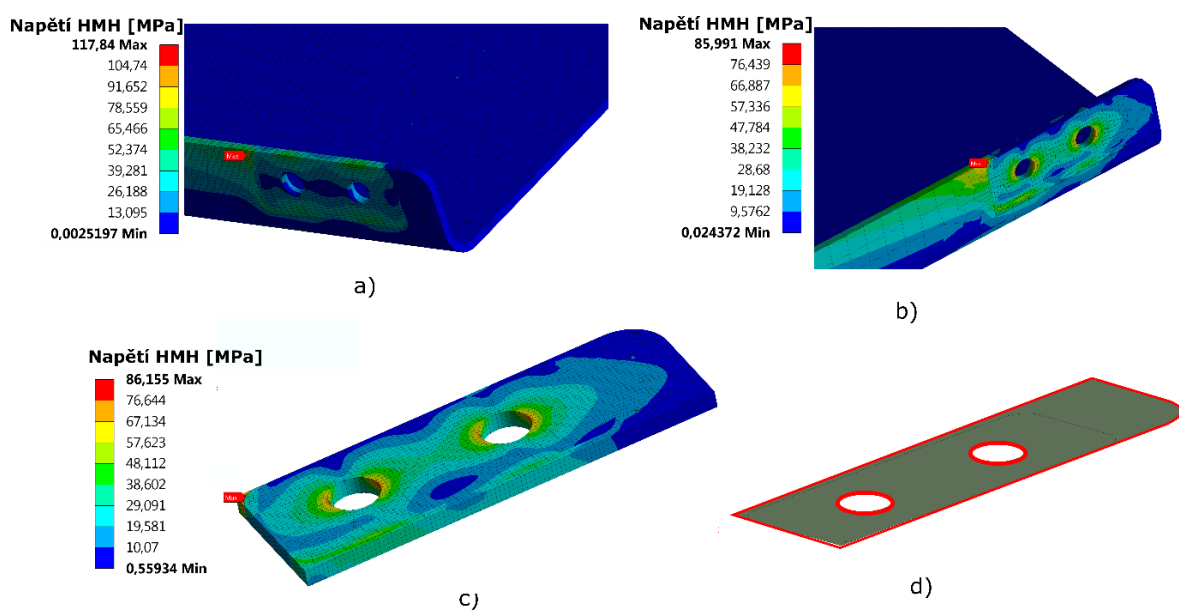
Nejvyšší hodnoty napětí vznikají působením tlakových sil, kdy tlakové síly působí směrem od středu krytu. Maximální hodnoty napětí se nachází v místě svaru, kde dochází ke kontaktu mezi svislými a vodorovnými jeky. Toto svarové spojení je modelováno pomocí bonded kontaktu v případě modelu a). V případě modelu b) jsou tyto jekly modelovány jako celek. Nejvyšší napětí se nachází v modelu c), kde je využité submodelování. Hranice, na které jsou aplikovány posunutí a rotace z předchozího výpočtu, jsou zobrazeny v obrázku d). Maximální hodnota napětí je v případě modelu a) 9 MPa. V případě modelu b) 15, 473 MPa a v případě c) 29,724 MPa.



Obrázek 24 Napětí v místě 3

Napětí v místě 4

Napětí v místě 4 vzniká z důvodu působení předepjetí ve šroubovém spojení. Napětí vzniká v místě kontaktu mezi podložkou a zadní čelnicí. Hodnoty maximálních napětí lze vidět na obrázku níže. Maximální napětí nepřesahuje kritickou hodnotu 200 MPa. V případě submodelování je použito dvakrát menší velikosti elementu. Hranice, na které jsou aplikovány posuvy a rotace, jsou zobrazeny na obrázku d).

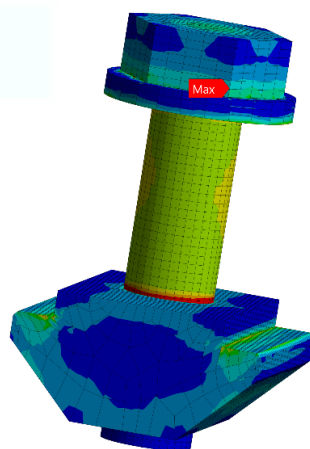
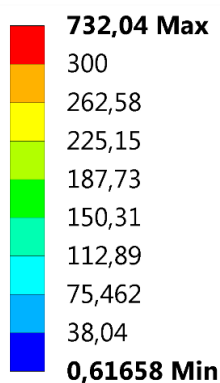


Obrázek 25 Napětí v místě 4

Napětí v místě 5

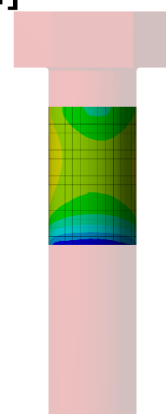
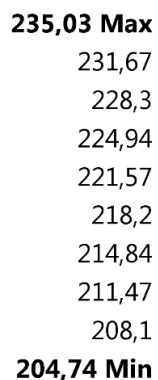
Napětí ve šroubovém spojení bočních úchytů je zapříčiněno předepjetím ve šroubovém spojení. Maximální předepínací síla vzniká v případě, kdy tlak působí směrem od středu krytu. Maximální osová síla je 18 091 N. V místě kontaktu šroubu s podložkou a maticí se nachází maximální hodnota napětí, která je zapříčiněna bodovým kontaktem. Kritická hodnota napětí pro matici je 300 MPa, která není překročena. Maximální napětí ve dříku šroubu v případě modelu a) je 235 MPa a v případě modelu b) 257 MPa. Napětí je vyhodnocováno na elementech, které nejsou ovlivněny kontaktní okrajovou podmínkou. Rozdíl v napětí je způsobený rozdílnou silou působící na šroub. Maximální hodnota ve dříku šroubu nepřesahuje dovolené napětí, které je pro šroub 550 MPa.

Napětí HMH [MPa]



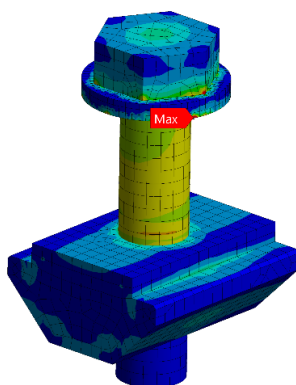
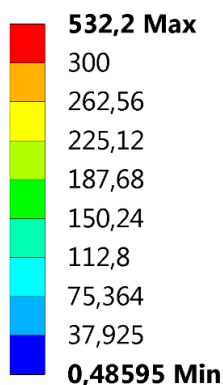
a)

Napětí HMH [MPa]



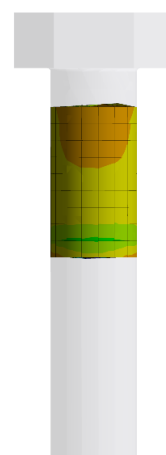
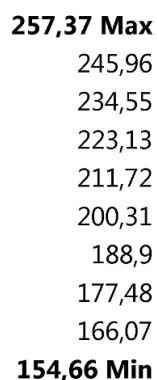
b)

Napětí HMH [MPa]



c)

Napětí HMH [MPa]



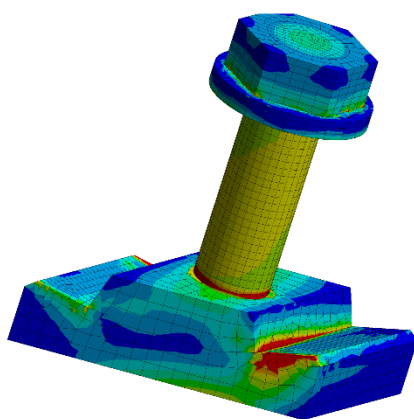
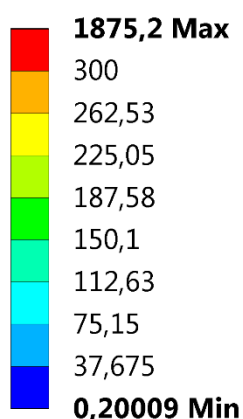
d)

Obrázek 26 Napětí v místě 5

Napětí v místě 6

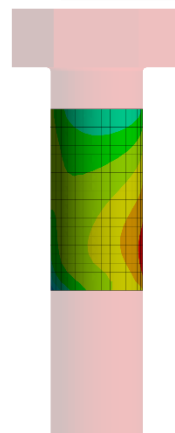
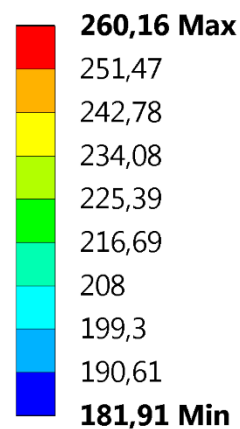
Maximální napětí ve šroubech v místě zadního úchyty je zobrazeno na obrázku níže. Maximální napětí vzniká vlivem tlaku, kdy tlak působí směrem od středu krytu. Maximální napětí je ovlivněno bodovým kontaktem a ostrou změnou geometrie. Maximální napětí ve dříku v případě modelu a) je 245 MPa a v modelu b) 251,38 MPa. Změna napětí ve dříku šroubu je způsobena rozdílnou silou, kdy v modelu a) působí osová síla 18 000 N a v modelu b) působí síla 18 120 N.

Napětí HMH [MPa]



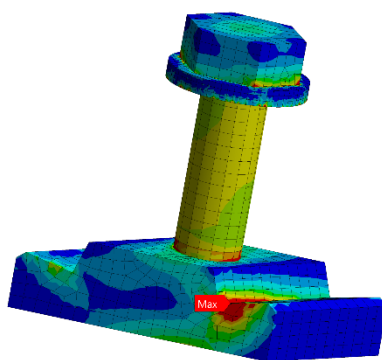
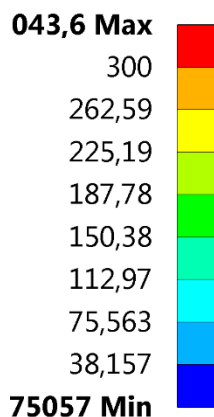
a)

Napětí HMH [MPa]



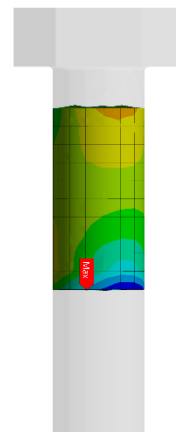
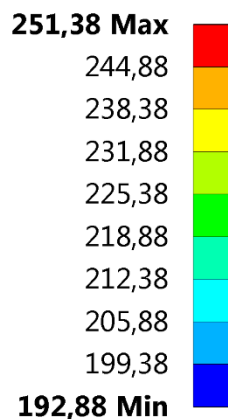
b)

Napětí HMH [MPa]



c)

Napětí HMH [MPa]



d)

Obrázek 27 Napětí v místě 6

Shrnutí výsledků

K překročení dovoleného napětí dojde v místě 1. V tomto místě se nachází maximální napětí v modelu a). Toto napětí se nachází pouze na jednom elementu a vzniká působením bodového kontaktu. Podobné špičky napětí lze vidět i v místě 5 a 6, kde tyto špičky vznikají ze stejného důvodu a můžeme říct, že kryt vozu vyhovuje předepsaným zatěžujícím podmínkám.

Maximálních hodnot napětí dosahuje sestava pod vlivem tlakových účinků a v jednom případě vlivem setrvačných sil. V tabulce níže jsou zobrazeny hodnoty maximálních napětí v místech 1 až 6 pro všechny zatěžující účinky na modelech, u kterých je využito submodelování a tedy i jemnější síť.

Typ zatěžování	Místo 1 [MPa]	Místo 2 [MPa]	Místo 3 [MPa]	Místo 4 [MPa]	Místo 5 [MPa]	Místo 6 [MPa]
Typ 1	22,605	25,98	6,4479	79,14	253,5	260,11
Typ 2	42,309	16,893	12,095	84,236	253,01	253,36
Typ 3	88,325	27,079	3,9505	85,068	252,5	252,85
Typ 4	44,31	16,307	12,112	79,741	252,79	260,16
Typ 5	94,828	19,396	12,803	80,065	253,26	259,63
Typ 6	26,674	6,7995	4,2829	83,818	253,76	253,86
Tlak 1	184,44	55,319	29,693	86,155	255,01	259,25
Tlak 2	186,48	54,83	29,724	84,846	257,37	251,38

Tabulka 8 Srovnání napětí

7. Optimalizace

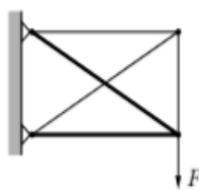
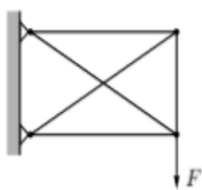
Úkolem optimalizace je najít optimální tvar a topologii dané součásti nebo soustavy. Optimalizace může být zaměřena na hledání cíle jako je: nejvyšší tuhost, nejnížší hmotnost, popřípadě snížení hodnoty napětí v dané struktuře. Optimalizaci lze kategorizovat do tří základních typů. [3]

Rozměrová optimalizace – typickým objektem optimalizace je například tloušťka plechu nebo plocha průřezu v případě nosníku nebo prutů.

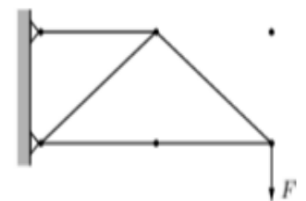
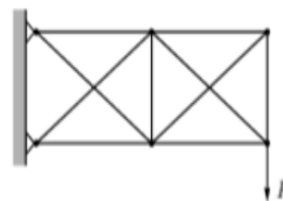
Tvarová optimalizace – návrhová proměnná je v tomto případě tvar soustavy nebo součásti. V případě tvarové optimalizace nemohou být vytvořeny změny v geometrii uvnitř tělesa. Změny mohou být provedeny pouze na povrchu.

Topologická optimalizace – je nejobecnější způsob optimalizace. Při použití topologické optimalizace se zjišťuje, ve kterém místě v soustavě nebo součásti je zapotřebí materiál. Teoreticky to znamená, že lze dosáhnout jakéhokoliv tvaru konstrukce který nemusí být vyrobitelný. [4]

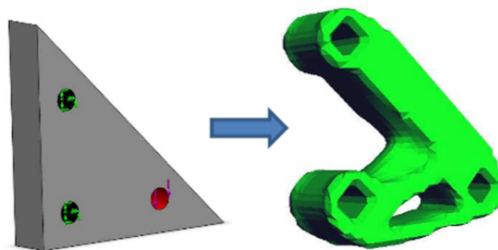
Rozměrová optimalizace



Tvarová optimalizace



Topologická optimalizace



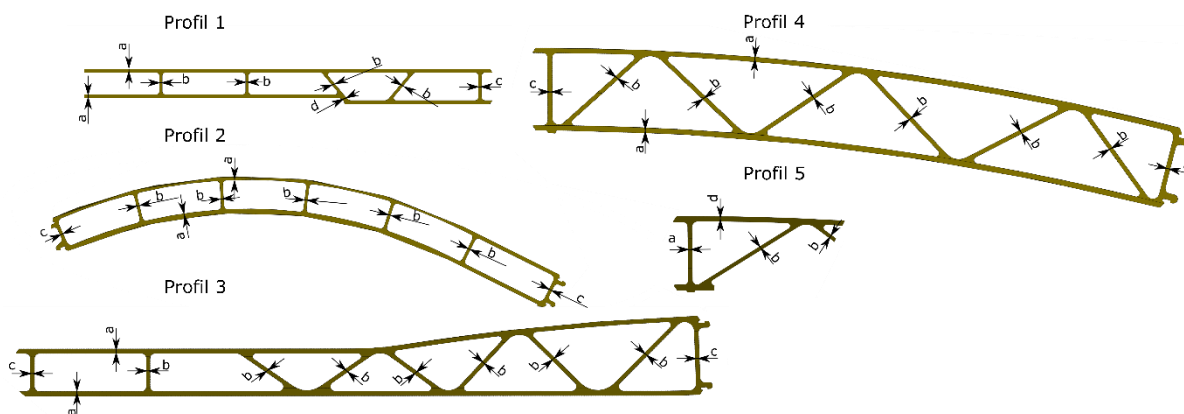
Obrázek 28 Typy optimalizace [4], [5]

8. Rozměrová optimalizace

Optimalizace soustavy je provedena za účelem zmenšení hmotnosti. V této diplomové práci je použita pouze rozměrová optimalizace. Výhody rozměrové optimalizace jsou: nezmění se tvar krytu vozu, dojde pouze ke zmenšení tloušťky profilů a časová náročnost je menší než u zbylých dvou typů. Nevýhodou rozměrové optimalizace je, že nemusí být dosaženo tak dobrých výsledků, jako v případě použití tvarové nebo topologické optimalizace.

Největší hmotnost krytu vozu tvoří hliníkové profily a čelnice, proto bude provedena optimalizace tloušťek těchto profilů a čelnic. Kryt je tvořen pěti hliníkovými profily, jejichž tloušťku lze popsat čtyřmi charakteristickými rozměry a , b , c , d . Rozměr $a = 3$ mm, rozměr $b = 2,5$ mm, rozměr $c = 2,8$ mm a rozměr d má hodnotu 3,5 mm. Tloušťka přední i zadní čelnice je totožná a má hodnotu $t = 4$ mm. Na modelu budou provedeny celkem dvě optimalizace. V případě a) dojde ke zmenšení tloušťky profilů a čelnic o hodnotu 20 % a v případě b) je tloušťka profilů a čelnic poloviční.

Umístění jednotlivých tloušťek profilů je zobrazeno na obrázku níže. Optimalizace je provedena pouze na modelu b), tedy modelu, který je tvořen z velké části rovinnými elementy. Při výpočtu jsou použity stejné okrajové podmínky jako v případě neoptimalizované soustavy.

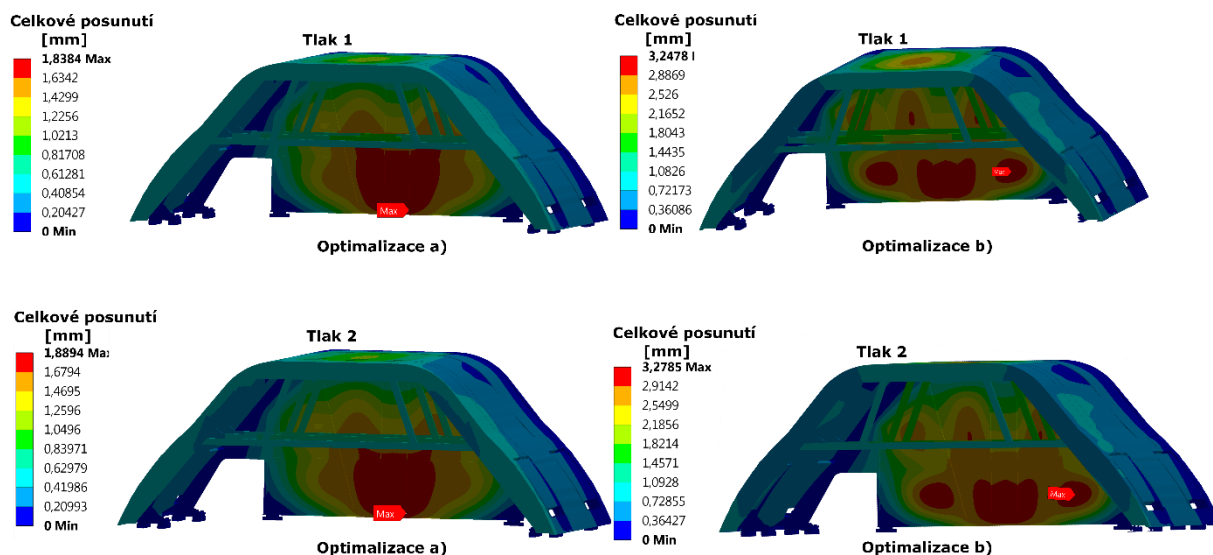


Obrázek 29 Rozměry hliníkových profilů

Porovnání celkového posunutí

Maximálního posunutí na obou optimalizovaných modelech dochází vlivem tlakových sil. Největší rozdíl oproti původnímu modelu je zapříčiněn tlakovými silami. Působí-li na těleso setrvačné síly, velikost těchto sil klesá s klesající hmotností jednotlivých částí dané soustavy. Tlakové síly se na rozdíl od setrvačných nemění. To je důvodem, proč

dochází k největšímu rozdílu v posunutí, právě působí-li na těleso tlakové síly. Místo výskytu maximálního posunutí se v případě setrvačných účinků nemění. Ke změně dochází v případě zatížení tlakem, kdy při zmenšení tloušťky o 50 % se maximální posunutí již nenachází uprostřed zadní čelnice. Na obrázku níže je zobrazeno místo maximálního posunutí pro jednotlivé tlakové účinky. Na obrázku vlevo je výpočtový model, kdy je tloušťka profilu a čelnic snížena o 20 % a na modelu vpravo je tloušťka snížena o 50 %.



Obrázek 30 Celkové posunutí – tlakové účinky

Tabulka níže obsahuje hodnoty maximálního celkového posunutí pro všechny typy zatížení a relativní rozdíl oproti původnímu posunutí neoptimalizované soustavy. Největší relativní rozdíl vzniká vlivem tlakových sil, kdy v případě optimalizace b) je maximální rozdíl 126 %.

Typ zatížení	Optimalizace 1		Optimalizace 2	
	Velikost posunutí [mm]	Relativní rozdíl [%]	Velikost posunutí [mm]	Relativní rozdíl [%]
Typ 1	0,50656	10,13131577	0,66561	44,7104096
Typ 2	0,40893	8,859310528	0,52984	41,04618661
Typ 3	0,44347	7,887118355	0,57336	39,48668045
Typ 4	0,40863	8,750499002	0,52948	40,91284098
Typ 5	0,36767	22,43015551	0,59083	96,7400353
Typ 6	0,12127	21,96765499	0,19504	96,16204691
Tlak 1	1,8384	27,97772363	3,2478	126,0911939
Tlak 2	1,8894	27,70530585	3,2785	121,5951335

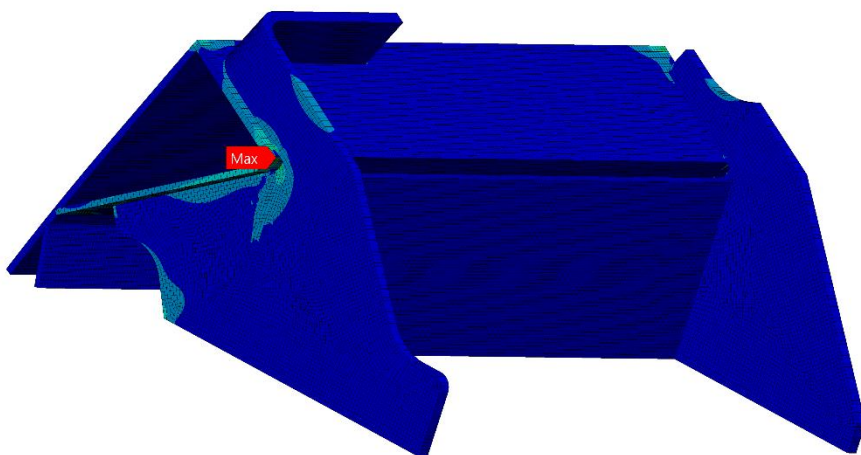
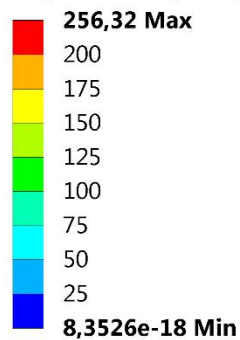
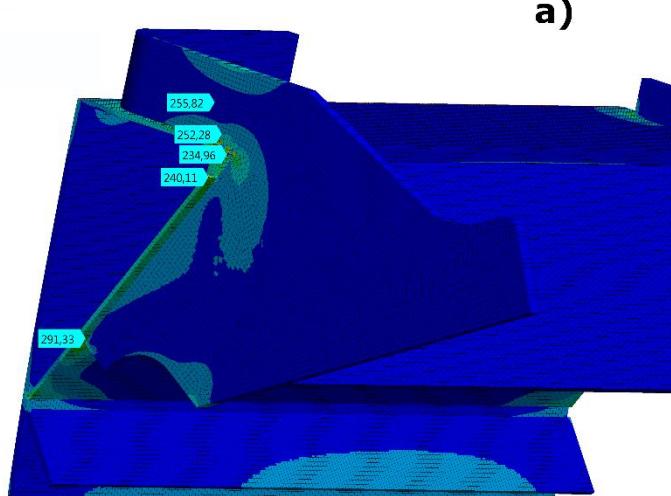
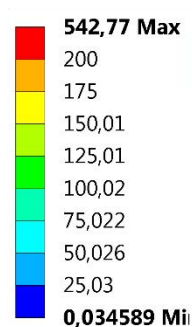
Tabulka 9 Porovnání posunutí

Srovnání napětí

Maximálních hodnot napětí dosahovala soustava ve stejných místech jako v případě neoptimalizované soustavy. V těchto místech je zobrazeno nezprůměrované napětí pomocí hypotézy HMM. Při zobrazení velikosti napětí v jednotlivých místech je vždy vlevo zobrazeno napětí na soustavě, kde došlo ke zmenšení profilů o 20 % a vpravo, kde je zmenšení o 50 %.

Napětí v místě 1

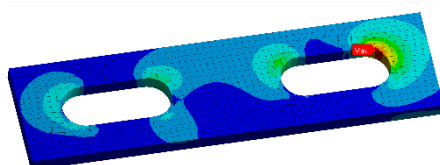
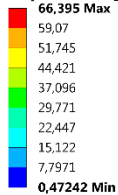
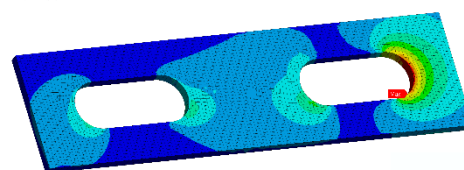
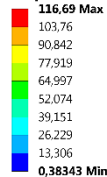
Maximální hodnota napětí pro typ optimalizace a), kdy je tloušťka zmenšena o 20 %, se nachází na stejném místě jako v případě modelu, na kterém optimalizace provedena nebyla. K maximální hodnotě dojde vlivem tlakových sil, kdy tlak působí směrem od středu krytu. Hodnota maximálního napětí je v případě a) 256 MPa. Maximální dovolené napětí 200 MPa je překročeno pouze na jednom elementu. Na ostatních elementech je hodnota vždy pod touto kritickou hodnotou. V případě optimalizace b), kdy je tloušťka profilu zmenšena o 50 %, je maximální hodnota napětí 543 MPa. K této hodnotě dojde vlivem působením tlaku, jak je tomu u optimalizace první. Na rozdíl od předchozích výsledků je překročena hodnota dovoleného napětí již na více než jednom elementu.

Napětí HMM [MPa]**Napětí HMM [MPa]****a)****b)**

Obrázek 31 Napětí v místě 1 - optimalizace

Napětí v místě 2

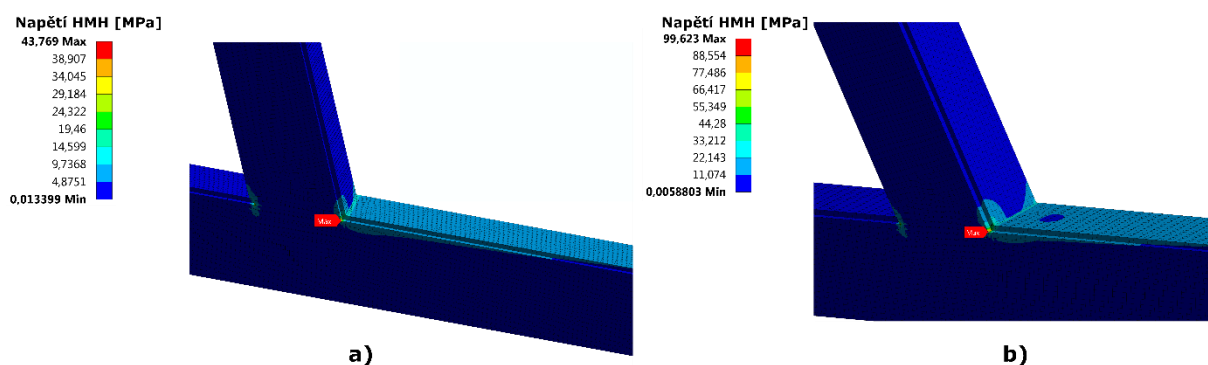
Maximální hodnoty napětí se vyskytují v případě, kdy tlak působí směrem ke středu krytu. Maximální hodnota napětí v případě optimalizace a) je 66 MPa a v případě optimalizace b) je 117 MPa. Tyto hodnoty napětí se nachází v místě kontaktu s dvířky. Maximální dovolená hodnota napětí není překročena.

Napětí HMM [MPa]**a)****Napětí HMM [MPa]****b)**

Obrázek 32 Napětí v místě 2 - optimalizace

Napětí v místě 3

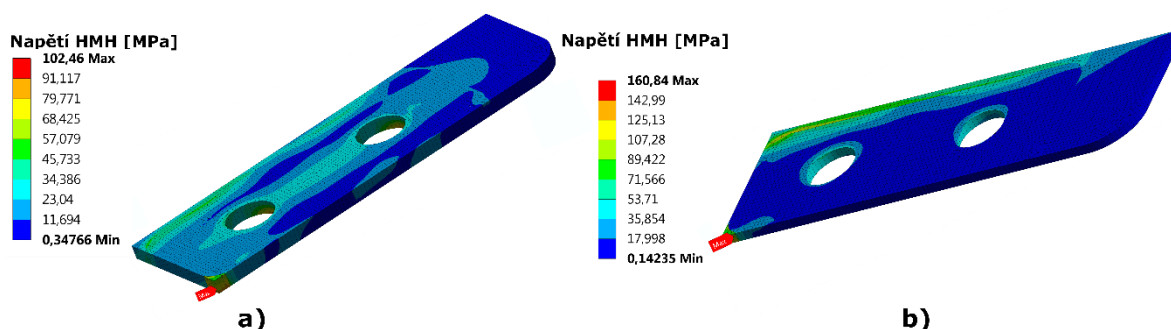
Maximální hodnoty napětí se nachází v místě svarového spoje mezi svislým a vodorovným jeklem. Maximálních hodnot napětí je dosaženo vlivem tlakových účinků, kdy tlak působí směrem od středu krytu. Maximální hodnota napětí je v případě a) 44 MPa a v případě b) je napětí 100 MPa. Maximální dovolená hodnota napětí je 145 MPa a není ani v jednom případě překročena.



Obrázek 33 Napětí v místě 3 - optimalizace

Napětí v místě 4

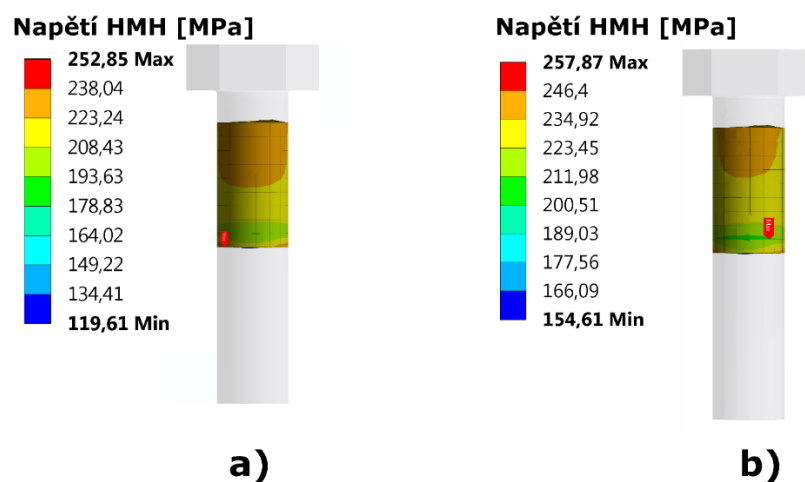
Maximální hodnota napětí je v případě optimalizace a) 102 MPa. V případě optimalizace b) je napětí 161 MPa. Hodnoty 102 MPa je dosaženo působí-li na kryt vozu tlakové síly ve směru od středu krytu. V případě b) je maximální hodnoty napětí dosaženo, působí-li tlakové síly směrem ke středu vozu. Maximální dovolená hodnota napětí není překročena ani v jednom případě.



Obrázek 34 Napětí v místě 4 – optimalizace

Napětí v místě 5

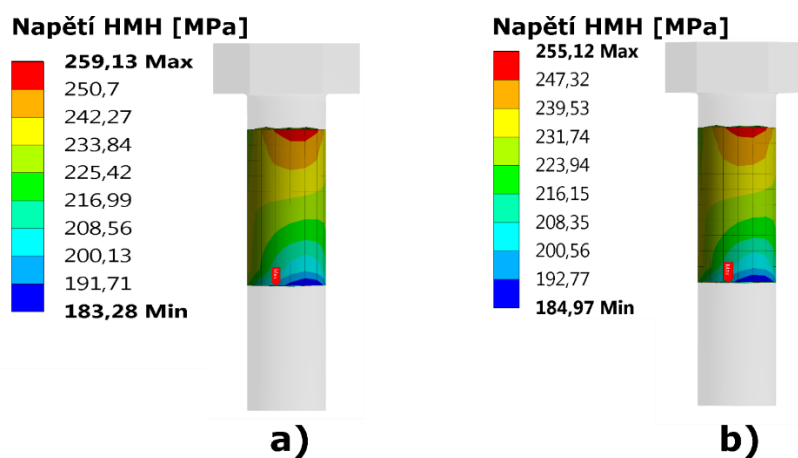
Maximální hodnota napětí ve dříku šroubu boční části uchycení krytu se nachází v případě a) i v případě b), působí-li tlak směrem od středu krytu. Maximální hodnota napětí při použití 20 % tloušťky čelnic a profilů je 253 MPa. V případě, kdy je tloušťka poloviční, je maximální hodnota 257,87 MPa.



Obrázek 35 Napětí v místě 5 - optimalizace

Napětí v místě 6

Maximální hodnota napětí ve dříku šroubu v zadní části uchycení krytu se nachází v případě a), je-li součást zatížena typem 4 a maximální hodnota je 259 MPa. V případě b) dojde k maximální hodnotě napětí, je-li součást namáhaná tlakem, který působí směrem ke středu soustavy. Maximální hodnota napětí je 255,12 MPa.



Obrázek 36 Napětí v místě 6 - optimalizace

Shrnutí

Při použití optimalizace a), kdy dojde k zmenšení tloušťky profilů a tloušťky čelnic o 20 %, dojde ke snížení hmotnosti o 32,9 kg, což je 13,1 %. Maximální posunutí v tomto případě se změní o 27,9 % a to v případě, kdy je soustava namáhána tlakem, který působí směrem ke středu krytu.

Při použití optimalizace b), kdy dojde k zmenšení tloušťky profilů a tloušťky čelnic o 50 %, dojde ke snížení hmotnosti o 82,4 kg, což je 32,8 %. Maximální posunutí v tomto případě se zvýší o 126 % a to v případě, kdy je soustava namáhána tlakem, který působí směrem ke středu krytu.

Optimalizována soustava byla podrobena všem zatěžujícím účinkům a bylo vybráno šest kritických míst, kde je dosaženo maximálních hodnot napětí. Napětí se až na případ napětí v místě 1 vždy pohybuje pod hodnotou dovoleného napětí. Napětí v místě 1 v případě a) překračuje hodnotu 200 MPa, což je maximální dovolená hodnota napětí pro hliníkové profily pouze na jednom elementu. Toto napětí vzniká vlivem bodového kontaktu, který se reálně na dané soustavě nemůže vyskytovat. V místě b) se napětí nad hodnotou 200 MPa již vyskytuje na více elementech, proto se dá tato optimalizace požadovat za nevhodnou.

Typ zatížení	Napětí v místě 1 [MPa]		Napětí v místě 2 [MPa]		Napětí v místě 3 [MPa]		Napětí v místě 4 [MPa]		Napětí v místě 5 [MPa]		Napětí v místě 1 [MPa]	
	a)	b)	a)	b)	a)	b)	a)	b)	a)	b)	a)	b)
Typ 1	26,46	50,65	26,60	19,17	7,94	45,78	88,58	121,06	248,64	253,46	258,63	254,14
Typ 2	44,33	61,78	18,40	15,70	3,85	22,41	73,81	56,81	248,02	253,04	253,93	250,92
Typ 3	82,64	131,29	24,90	14,09	4,79	47,19	74,70	63,93	247,39	252,55	253,44	250,51
Typ 4	39,29	90,49	16,35	14,88	12,14	19,96	74,45	91,83	247,83	252,96	259,13	253,72
Typ 5	87,34	134,96	19,76	24,56	15,72	24,88	76,42	109,18	248,36	252,68	258,94	253,93
Typ 6	31,79	53,34	6,82	8,25	5,25	8,32	73,60	57,07	248,73	253,52	254,09	250,70
Tlak 1	250,26	528,68	65,91	116,41	43,74	99,58	103,41	160,84	251,44	255,41	259,07	255,12
Tlak 2	256,32	542,77	66,40	116,69	43,77	99,62	102,46	158,35	252,85	257,87	251,34	247,89

Tabulka 10 Srovnání výsledků optimalizace

Srovnáme-li tabulku výsledků optimalizované soustavy s výsledky původními, je zjevné, že napětí jsou na optimalizované soustavě vždy vyšší, ale až na jediný případ

nepřekročí dovolenou hodnotu napětí. Největší napětí se vytváří vlivem tlakových sil, pouze v jednom případě je maximální napětí zapříčiněno vlivem sil setrvačných.

9. Závěr

Diplomová práce se zabývala pevnostním ověřením a rozměrovou optimalizací krytu železničního vozu, který je vyroben z hliníkových profilů a je připojen ke střeše vozu pomocí šroubových a svarových spojů.

V této diplomové práci byly vytvořeny a porovnány dva různé konečnoprvkové modely. Rozdíl mezi těmito modely je v použití typů prvků. V modelu a) je použit pouze element objemový (solid), model b) tvoří elementy rovinné (shell) a šroubové spojení tvoří modely objemové. Na modely jsou aplikovány okrajové podmínky. V případě modelu a) je použita rovina symetrie, a je využita pouze polovina modelu. Důsledkem je, že nemohou být simulovány setrvačné zatížení, které působí kolmo na rovinu symetrie. Bylo zjištěno, že za těchto setrvačných účinků není dosaženo maximálních napětí. Maximální hodnoty napětí vznikají vlivem tlakových sil. Při modelování je střecha uvažována jako tuhá a je použita pouze ta část střechy, kde dochází ke kontaktu s krytem. Do výpočtu byly zahrnuty také předpětí ve šroubech, které byly vypočteny z utahovacího momentu. V obou modelech jsou všechny svarové i šroubové spojení modelovány pomocí bonded kontaktu. Pouze svary, které spojují hliníkové profily jsou fyzicky vymodelovány.

V případě modelu b) bylo zjištěno, že rozdělení analýzy na dva kroky nemá vliv na hodnotu celkového posunutí. Největší rozdíl v posunutí mezi modely nastává v případě, je-li model zatěžován typem zatížení pět a šest, tedy zatížením, kdy působí zrychlení pouze ve vertikální ose. Rozdíl je v tomto případě 26 %. Model b) se vyznačuje větší tuhostí ve vertikálním směru, než je tomu v případě modelu a). Chceme-li dosáhnout přesnějších výsledků, je zapotřebí zjemnit síť modelu b).

Pro srovnávání napětí bylo vybráno šest kritických míst, kde napětí dosahovala nejvyšších hodnot. Bylo zjištěno, že maximálních hodnot napětí kryt dosahuje vlivem tlakových účinků. Maximální dovolená hodnota napětí byla překročena v místě č. 1 na modelu a). V tomto místě je dovolená hodnota napětí překročena pouze na jednom elementu. Vznik takto vysokého napětí je zapříčiněn bodovým kontaktem, který se reálně vyskytovat nemůže. Maximální hodnota je také překročena v místě šroubových spojů. Zde je dovolená hodnota napětí překročena ze stejného důvodu jako v místě jedna.

Poslední část diplomové práce se zabývá rozměrovou optimalizací za účelem snížení hmotnosti. Jsou navrženy dvě úpravy tloušťek profilů, přední a zadní čelnice. V případě, kdy je tloušťka snížena na polovinu, dojde k překročení dovoleného napětí v místě

svarového spojení úchytu a hliníkových profilů. Zde je dovolená hodnota napětí překročena již na více než jednom elementu. Použití dané optimalizace je nevhodné. Součást je pevnostně v pořádku v případě, kdy je tloušťka zmenšena o 20 %. V tomto případě je celková hmotnost snížena o 13 % (32,9 kg). Výhodou rozměrové optimalizace je, že nedojde ke změně konceptu výroby a tvar hliníkového profilu zůstane stejný.

Poděkování:

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Ing. Tomáši Brzobohatému, Ph.D., za cenné rady, které mi pomohly k sepsání této práce. Dále bych rád poděkoval firmě Škoda Vagonka a.s. a to především panu Ing. Martinovi Kopečnému, za zodpovězení všech mých dotazů. V neposlední řadě, bych také rád poděkoval své rodině za podporu během studia.

Použitá literatua

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd.* Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [2] NĚMEČEK, Miloš, 2002. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje.* Ostrava: VŠB-Technická univerzita. ISBN 80-248-0050-0.
- [3] Christiansen, A. N., Bærentzen, J. A., & Sigmund, O. 2015. *Combined Shape and Topology Optimization.* Kgs. Lyngby: Technical University of Denmark (DTU). (DTU Compute PHD-2014; No. 350).
- [4] Klarbring, Anders; w. Christensen, Peter; *An Introduction to Structural Optimization*, ISBN 978-1-4020-866-6, 2009, 188-189
- [5] Mirzendehdel, Amir M. and Krishnan Suresh. *A Pareto-optimal Approach to Multi-material Topology Optimization.* 2015
- [6] ČSN EN 12663-1 *Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel - Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy)*
- [7] ANSYS, Inc. ANSYS Release 18.2 Documentation. 2009. Dostupné v elektronické podobě jako součást softwaru ANSYS 18.2.
- [8] *Referans Metal* [online], [cit. 2018-05-11]. Dostupné z: <http://referansmetal.com/alasimli-aluminyum/list/10/uzay-havacilik-savunma/levha-plaka>
- [9] *Aluminco* [online], [cit. 2018-05-11]. Dostupné z: <http://www.aluminco.com/en/>
- [10] *Nord – Lock Group* [online], [cit. 2018-05-11]. Dostupné z: http://cdn.nord-lock.com/wp-content/uploads/2017/01/NL-washers_product-brochure_70025ENrev.pdf
- [11] *Škoda Transportation a.s.* [online], [cit. 2018-05-11]. Dostupné z: <https://www.skoda.cz/produkty/soupravy-push-pull/detail/>